



UNIVERSITÀ DI PISA
FACOLTÀ DI INGEGNERIA

CORSO DI LAUREA SPECIALISTICA IN
INGEGNERIA DEI VEICOLI TERRESTRI

Tesi di laurea

PROPULSIONE IDRAULICA ED IBRIDA
PER MACCHINA OPERATRICE

RELATORI

Prof. Ing. Massimo Ceraolo

Dott. Ing. Giovanni Lutzemberger

CANDIDATO

Giulia Toncelli

Ai miei genitori

Sommario

Scopo della presente tesi è stato quello di sviluppare due modelli semplificati del sistema di propulsione di una macchina operatrice, uno tradizionale di tipo idraulico e l'altro ibrido di tipo serie, per poter valutare le potenze coinvolte, le prestazioni e i consumi sia del sistema tradizionale esistente che dell'innovativo ibrido.

Inizialmente è stato ricreato il modello di propulsione tradizionale, poi, utilizzando dei componenti di base preesistenti, è stato assemblato il modello di propulsione ibrida.

Facendo riferimento a dati tecnici ipotizzati per un veicolo reale sono state effettuate le simulazioni.

Per realizzare i due modelli è stato utilizzato un software diverso da quelli tradizionalmente impiegati, rendendo quindi possibile anche una valutazione delle potenzialità di questo prodotto.

INDICE

SOMMARIO

INTRODUZIONE.....	1
I. La propulsione idraulica.....	1
II. La propulsione ibrida.....	5
II.I Propulsione ibrida di tipo serie.....	6
II.II Propulsione ibrida di tipo parallelo.....	8
III. Lo <i>skid-loader</i>	10
III.I <i>Skid-loader</i> innovativo a propulsione ibrida di tipo serie.....	12
 1. L'AMBIENTE MODELICA/DYMOLA.....	14
1.1 Dymola.....	14
1.1.1 Modelica.....	14
1.1.2 Le librerie di Dymola.....	16
 2. MODELLAZIONE DELLA POMPA IDRAULICA.....	18
2.1 La <i>Variable Pump</i>	18
2.2 Ricostruzione delle mappe di efficienza.....	26
2.2.1 Modello fisico.....	28
2.2.2 Modello interpolatorio.....	41
 3. MODELLAZIONE DEL MOTORE IDRAULICO.....	51
3.1 Il <i>Simple Motor</i>	51
3.2 Ricostruzione delle mappe di efficienza.....	54
3.2.1 Modello fisico.....	56
3.2.2 Modello interpolatorio.....	63
 4. IL SISTEMA COMPLETO DI PROPULSIONE IDRAULICA.....	68
4.1 Modellazione della trasmissione idraulica.....	68
4.2 Modellazione della trasmissione meccanica.....	77
4.3 Modellazione del conducente.....	80
4.4 Modellazione del motore a combustione interna.....	83

5. PROPULSIONE INNOVATIVA DI TIPO IBRIDO SERIE.....	95
5.1 Modellazione del sistema di accumulo.....	96
5.2 Modellazione dell'azionamento propulsivo.....	99
5.3 Modellazione della trasmissione meccanica.....	109
5.4 Modellazione del conducente.....	110
5.5 Modellazione del convertitore primario.....	111
5.6 Modellazione del modulo di gestione della potenza.....	121
6. RISULTATI DELLE SIMULAZIONI E LORO DISCUSSIONE.....	133
6.1 Risultati delle simulazioni del sistema di propulsione idraulica.....	133
6.1.1 Simulazione svolta senza il carico aggiuntivo.....	133
6.1.2 Simulazione svolta con la forza di sovraccarico.....	140
6.2 Risultati delle simulazioni del sistema di propulsione ibrida.....	146
6.2.1 Simulazione svolta senza il carico aggiuntivo.....	146
6.2.2 Simulazione svolta con la forza di sovraccarico.....	151
7. CONCLUSIONI.....	156
Appendice 1: Codice Matlab per il calcolo dell'efficienza meccanica del motore idraulico e della coppia di attrito.....	159
Appendice 2: Codice Matlab per il calcolo delle curve di efficienza totale del motore idraulico nel modello fisico.....	161
Appendice 3: Codice Matlab per il calcolo delle curve di efficienza totale della pompa idraulica nel modello fisico.....	163
Bibliografia.....	165

INTRODUZIONE

Il sistema di propulsione di un veicolo è l'insieme dei componenti destinati a trasmettere ad esso una forza sufficiente a provocarne e mantenerne il movimento. Esistono molteplici tipologie di sistemi di propulsione, che si differenziano sia per il genere di componenti utilizzati che per il campo di impiego cui sono destinati.

Si possono comunque individuare tre gruppi di elementi che, sebbene di natura diversa, svolgono funzioni analoghe.

Indispensabile è la presenza di almeno una sorgente di energia, che può essere in forma chimica, come un combustibile o una batteria, od elettrica, come nel caso dei veicoli ferroviari.

L'energia disponibile è utilizzata da un sistema di elaborazione e conversione dell'energia, che la tramuta in energia meccanica.

Infine un sistema di trasmissione trasforma il moto rotativo in moto rettilineo, esercitando così la trazione del veicolo.

Nel presente elaborato si fa riferimento ad un sistema di propulsione di tipo idraulico e ad uno di tipo ibrido serie.

I. La propulsione idraulica

In generale, in un sistema idraulico, un motore primario di trascinamento aziona una pompa che mette in pressione un fluido.

Il fluido, mediante un sistema di tubature, viene portato nel punto in cui è richiesta una movimentazione.

Un attuatore idraulico provvede quindi alla conversione inversa da energia idraulica ad energia meccanica.

Una serie di componenti aggiuntivi completa infine il circuito consentendone il controllo per svolgere l'azione desiderata.

Nei veicoli in cui sia necessaria la movimentazione di ausiliari relativamente lontani dal sistema principale, come le benne o i sollevatori delle macchine

operatrici, un sistema idraulico presenta alcuni vantaggi rispetto ad altre tipologie di trasmissione dell'energia:

- è molto più efficiente, versatile e leggero di un trasporto puramente meccanico;
- rispetto ad una trasmissione elettrica è in grado di fornire forze e coppie un ordine di grandezza superiori a parità di peso dei componenti;
- il vantaggio è ancora maggiore se confrontato con un sistema pneumatico;
- l'efficienza della trasmissione è molto alta per potenze medio - alte.

Per contro, gli svantaggi di tale sistema sono:

- la possibilità di perdite di fluido;
- la necessità di avere tolleranze molto strette tra le parti mobili e finitura superficiale molto elevata per garantire la tenuta delle guarnizioni;
- la possibilità che la presenza di particelle ed impurità nel fluido sia causa di guasti;
- la dipendenza delle caratteristiche del fluido dalla temperatura.

Un sistema di propulsione idraulica tipicamente utilizzato per macchine operatrici può essere schematizzato secondo la figura seguente.

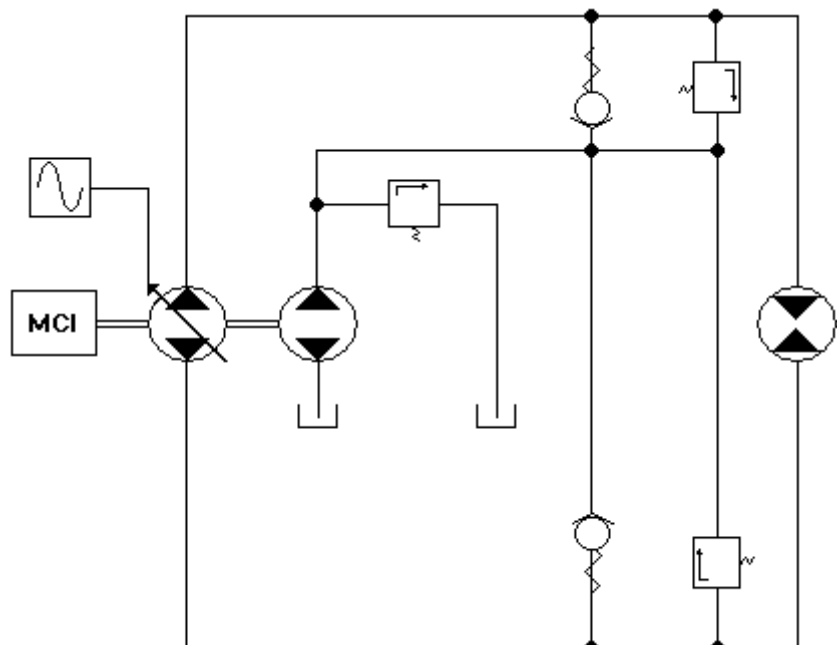


Figura 0. 1 Schema di trasmissione idraulica a circuito chiuso

La potenza necessaria è fornita da un motore a combustione interna (MCI), che porta in rotazione una pompa principale collegata a sua volta ad una pompa di carico.

Una pompa idraulica è un componente il cui scopo è convertire energia meccanica in energia idraulica. Può essere di tipo volumetrico o non volumetrico. Nelle pompe volumetriche, durante il funzionamento, si generano dei vani a tenuta dai volumi ben determinati, in cui il fluido idraulico viene trasportato dall'ingresso (aspirazione) all'uscita (mandata). Sono adatte per alte pressioni e sono quelle utilizzate negli impianti idraulici.

Nelle pompe non volumetriche non può essere individuato all'interno nessun volume ben preciso. Si tratta di pompe centrifughe e ventilatori, adatti alle basse pressioni.



Figura 0. 2 Pompa idraulica principale

La pompa principale utilizzata nel circuito ha una cilindrata variabile e può generare un flusso di fluido in entrambe le direzioni, a seconda del segnale di comando, che ne determina la cilindrata.



Figura 0. 3 Motore idraulico

Tale pompa è collegata ad un motore idraulico a cilindrata costante e due sensi di alimentazione, che converte l'energia idraulica in energia meccanica.

Questo tipo di circuito è detto “circuito chiuso” perché il flusso di mandata della pompa è inviato direttamente al motore idraulico e ritorna successivamente alla pompa stessa.



Figura 0. 4 Pompa di carico

La pompa di carico ha una cilindrata fissa e due sensi di erogazione. E' necessaria per mantenere una pressione minima nella linea di ritorno dal motore alla pompa, ovvero reintegra il fluido che è uscito dal circuito sotto forma di perdite.

I componenti aggiuntivi del circuito, che ne consentono il controllo, sono due tipi di valvole: le valvole di non ritorno e le valvole di scarico.

Una valvola di non ritorno ha come compito quello di impedire l'inversione della direzione del flusso in una tubazione.

Il simbolo idraulico è il seguente:



Figura 0. 5 Valvola di non ritorno

Il verso libero va da A a B, cioè se la pressione in A è maggiore della pressione in B, più la pressione di precarico data dalla forza della molla, può sussistere un flusso di fluido da A a B.

Se invece la pressione in B è maggiore della pressione in A il flusso è bloccato, impedendone quindi l'inversione della direzione.

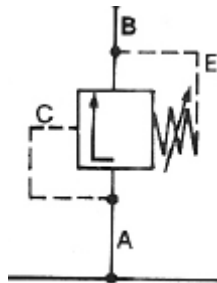


Figura 0. 6 Valvola di scarico

Una valvola di scarico ha come compito la regolazione della pressione nel punto A della linea cui viene collegata, ed opera un by-pass allo scarico nel punto B.

Se la pressione in A sale al di sopra di un valore prefissato, la valvola (normalmente chiusa) si apre, lasciando che parte del fluido vada allo scarico, facendo scendere la pressione in A.

II. La propulsione ibrida

Per definire un sistema di propulsione ibrida è opportuno evidenziare che non esiste una terminologia uniforme tra gli operatori. Si può quindi far riferimento ad una definizione più razionale, che specifica le caratteristiche generali del sistema, e ad una meno precisa ma più frequentemente utilizzata in pratica.

Un sistema di propulsione ibrida dovrebbe essere correttamente definito come un sistema in cui la potenza di propulsione proviene da più fonti indipendenti.

Nella pratica invece si definisce come un sistema in cui la potenza propulsiva è fornita sia da un motore elettrico che da un motore a combustione interna.

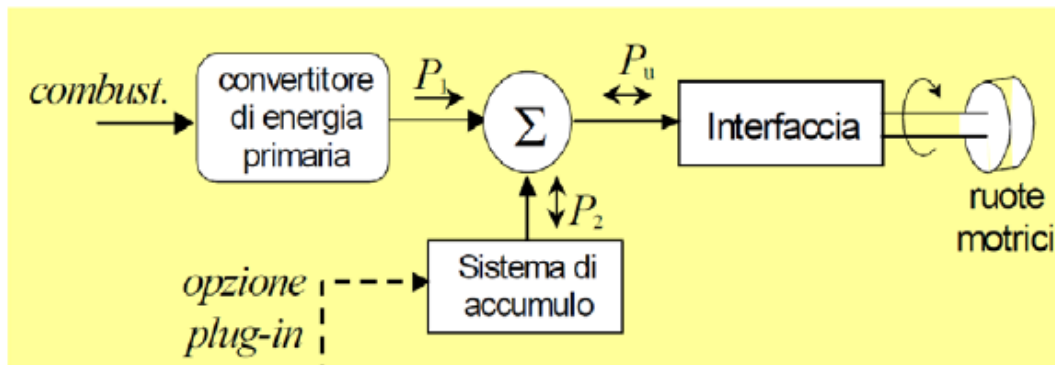


Figura 0. 7 Schema energetico generale di un veicolo ibrido

La figura mostra chiaramente come la potenza necessaria per la propulsione sia data dalla somma di due potenze, provenienti da fonti energetiche di tipo diverso.

Partendo da questo schema generale, in base all'architettura con cui viene realizzato il power train, è possibile classificare i sistemi di propulsione ibrida in due grandi categorie:

- ibrida di tipo serie
- ibrida di tipo parallelo.

Esiste anche un'altra tipologia, detta ibrida serie-parallelo, poiché integra alcune delle soluzioni caratteristiche di ciascuno dei due schemi principali.

II.I Propulsione ibrida di tipo serie

Un sistema di propulsione ibrida di tipo serie può essere schematizzato secondo le figure seguenti.

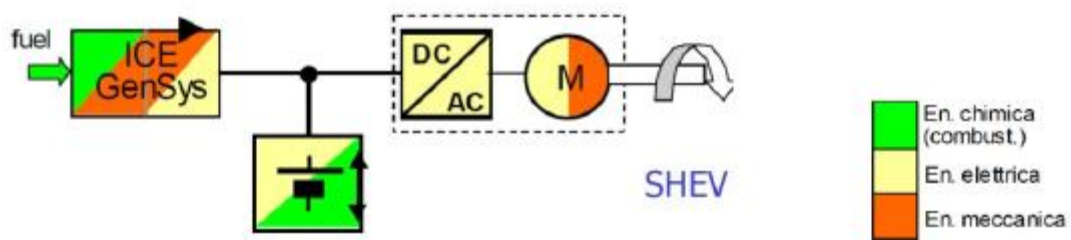


Figura 0. 8 Schema di sistema di propulsione ibrida di tipo serie

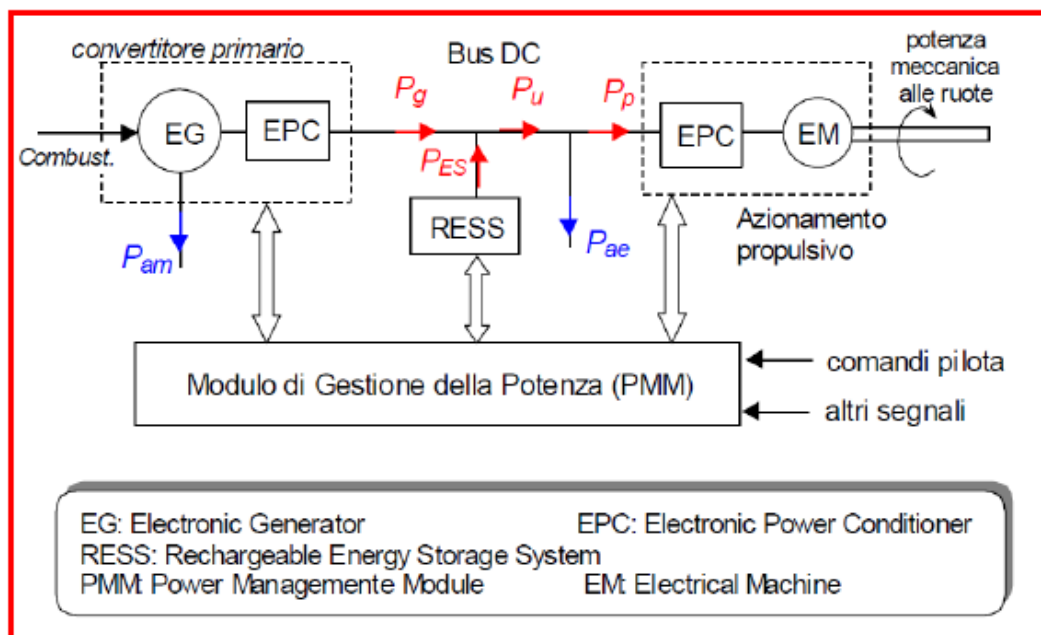


Figura 0. 9 Schema di sistema di propulsione ibrida di tipo serie

La somma delle potenze avviene fra grandezze elettriche ed è poi solo il motore elettrico a generare tutta la potenza propulsiva.

Il motore a combustione interna converte l'energia chimica del combustibile in energia meccanica e mette in rotazione il generatore, che produce energia elettrica. Il convertitore statico (EPC) adatta il valore della tensione in uscita al valore della batteria. Questi tre componenti costituiscono il convertitore primario. La batteria (RESS) serve per accumulare l'energia elettrica. Contribuisce a fornire parte della potenza propulsiva e viene ricaricata durante le frenate o dal convertitore primario.

L'azionamento propulsivo è formato da un secondo convertitore statico (EPC) e dalla macchina elettrica (EM). Il convertitore pilota la macchina elettrica quando funziona da motore e converte l'energia elettrica generata durante le frenature a recupero per poterla accumulare nella batteria. La macchina elettrica fornisce il moto alle ruote e funziona da generatore durante la frenatura.

Il modulo di gestione della potenza (PMM) ha il compito di interpretare i comandi del pilota e determinare, istante per istante, quale parte della potenza propulsiva richiesta debba essere fornita dal motore termico e quale dalla batteria, così da minimizzare consumi ed emissioni inquinanti.

La configurazione del veicolo ibrido serie è, tra quelle esistenti, la più semplice ed è quella che offre il maggior grado di flessibilità.

Utilizzando questa architettura si ha un netta semplificazione del classico power train, grazie al disaccoppiamento che si realizza tra motore a combustione interna e ruote.

Frizione e cambio sono eliminati in quanto è possibile accoppiare direttamente il motore elettrico di trazione alle ruote. Questo disaccoppiamento implica, ovviamente, che la velocità di rotazione del motore a combustione interna e quella delle ruote siano disaccoppiate, permettendo così al motore termico di funzionare in zone ad elevata efficienza e consentendone lo spegnimento in base alle esigenze.

La batteria viene ricaricata dal motore termico o sfruttando la frenatura rigenerativa.

Nella presente trattazione si farà riferimento a questa tipologia di sistema.

II.II Propulsione ibrida di tipo parallelo

Un sistema di propulsione ibrida di tipo parallelo può essere schematizzato secondo le figure seguenti.

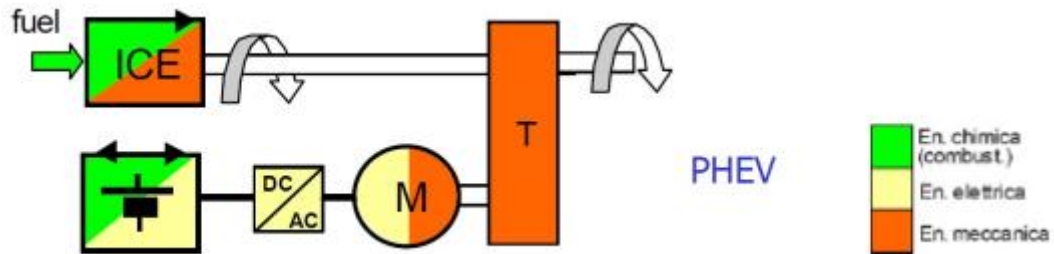


Figura 0. 10 Schema di sistema di propulsione ibrida di tipo parallelo

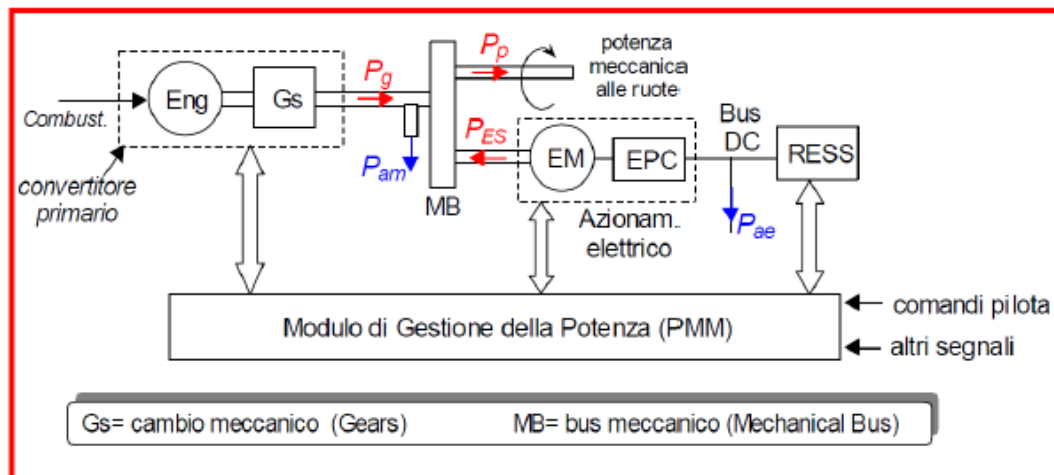


Figura 0. 11 Schema di sistema di propulsione ibrida di tipo parallelo

La somma delle potenze avviene fra grandezze meccaniche. Infatti, sia il motore elettrico che il motore a combustione interna possono fornire contemporaneamente potenza meccanica alle ruote.

Il convertitore primario è costituito dal motore a combustione interna (Eng) e dal cambio meccanico (Gs). Il motore a combustione interna converte l'energia chimica del combustibile in energia meccanica, mentre il cambio meccanico adatta la velocità di rotazione del motore termico a quella del bus meccanico (MB). La trasmissione meccanica ha il compito di sommare le potenze meccaniche provenienti dal convertitore primario e dall'azionamento elettrico e trasferirle alle ruote motrici.

L'azionamento elettrico è l'insieme dato dal convertitore statico (EPC) e dalla macchina elettrica (EM). Il convertitore pilota la macchina elettrica quando funziona da motore e converte l'energia elettrica generata durante le frenature a recupero per poterla accumulare nella batteria. La macchina elettrica trasforma l'energia elettrica in energia meccanica durante il funzionamento come motore e viceversa quando opera come generatore.

La batteria (RESS) costituisce il sistema di accumulo dell'energia elettrica. Alimenta l'azionamento elettrico e viene ricaricata per mezzo del convertitore primario o durante le frenate.

Il modulo di gestione della potenza (PMM), come nel caso precedente, ha il compito di interpretare i comandi del pilota e determinare, istante per istante, quale parte della potenza propulsiva richiesta debba essere fornita dal motore termico e quale dalla batteria, così da minimizzare consumi ed emissioni inquinanti.

Rispetto allo schema del veicolo ibrido serie, sono presenti una macchina elettrica e un convertitore statico in meno, mentre si ha una maggior complessità della trasmissione.

A differenza del veicolo ibrido serie, però, il motore a combustione interna e il motore elettrico contribuiscono contemporaneamente a imprimere il moto alle ruote, consentendo così un dimensionamento degli elementi non per la massima potenza e permettendo quindi un risparmio di costo e peso.

III. Lo *skid-loader*

Il veicolo considerato nella presente trattazione è una macchina operatrice comunemente detta, in linguaggio anglosassone, *skid loader*.



Figura 0. 12 Lo skid loader AS12

Uno *skid loader* è una piccola macchina a motore con telaio rigido, dotata di bracci di sollevamento alle cui estremità è collegata una benna, utilizzata per il trasporto del materiale di lavoro. Sebbene a volte siano dotate di cingoli, queste minipale sono in genere veicoli a quattro ruote motrici, come nel caso considerato, con le ruote sul lato sinistro indipendenti da quelle sul lato destro.

Questi veicoli sono generalmente privi di ruote sterzanti, pertanto la sterzata si effettua grazie all'indipendenza delle coppie di ruote laterali, imponendo alle ruote sul lato destro un senso di rotazione opposto a quello delle ruote sul lato sinistro.

Nella figura seguente si può vedere lo schema del sistema di propulsione del veicolo oggetto di questo studio.

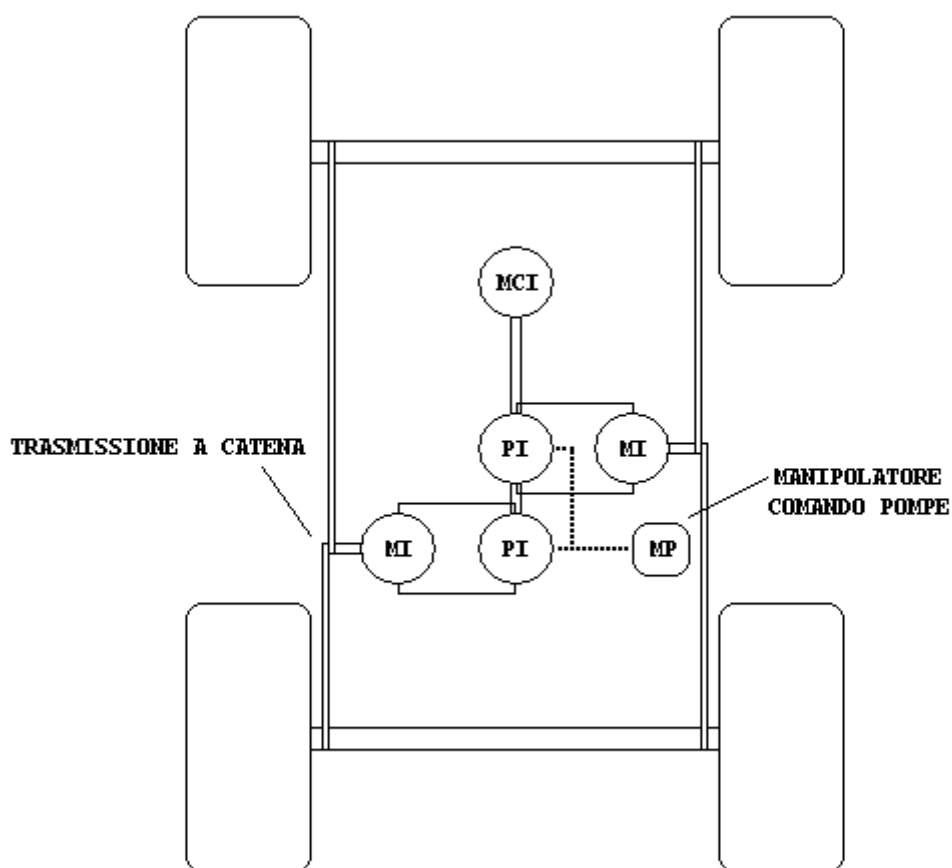


Figura 0. 13 Schema del sistema di propulsione idraulica della macchina operatrice

Un motore a combustione interna (MCI) porta in rotazione due pompe idrostatiche a cilindrata variabile (PI), collegate ciascuna ad un motore idrostatico a cilindrata fissa (MI). Ciascuno dei due motori trasferisce il moto alle due ruote di un lato del veicolo per mezzo di una trasmissione a catena.

Il conducente del veicolo ne controlla la velocità attraverso un manipolatore (MP), che serve a variare la cilindrata delle due pompe idrostatiche. Variando la cilindrata infatti, a parità del salto di pressione imposto dal carico, si regola la portata di fluido elaborata e, quindi, la potenza idraulica erogata dalle pompe. Di conseguenza varia la potenza meccanica trasmessa dai motori idrostatici alle ruote e, quindi, la velocità di avanzamento del veicolo.

A fronte di un unico motore a combustione interna, sono presenti due circuiti idraulici, uno per ciascuna coppia laterale di ruote.

Un ulteriore circuito idraulico consente la movimentazione ed il controllo dei bracci di sollevamento e della benna.

Il presente elaborato ha come scopo la modellazione e la simulazione del sistema di propulsione, pertanto non saranno considerate né operazioni di sterzata né l'alimentazione dei carichi ausiliari.

Infine, per motivi di riservatezza della ditta costruttrice, verrà di volta in volta effettuato un filtro riguardo dati e misure del veicolo, esplicitando solo quelli già resi pubblici dalla ditta stessa, ed utilizzando invece valori plausibili, ma non esatti, per quelli provenienti da documenti riservati.

III.I *Skid-loader* innovativo a propulsione ibrida di tipo serie

L'interesse nei confronti dei veicoli a propulsione ibrida è in continuo aumento; essi infatti si caratterizzano, rispetto ai veicoli tradizionali, per un impatto ambientale meno gravoso, nonché per la possibilità di ridurre il consumo dei carburanti.

Per questi motivi nella presente trattazione viene proposto un modello innovativo del sistema di propulsione della macchina operatrice oggetto di studio, ovvero un sistema di propulsione ibrida di tipo serie.

Esso prevede la presenza contemporanea di un motore a combustione interna, di potenza ridotta rispetto a quello del sistema tradizionale, e di un accumulo elettrochimico, come fonti primarie di energia per il veicolo.

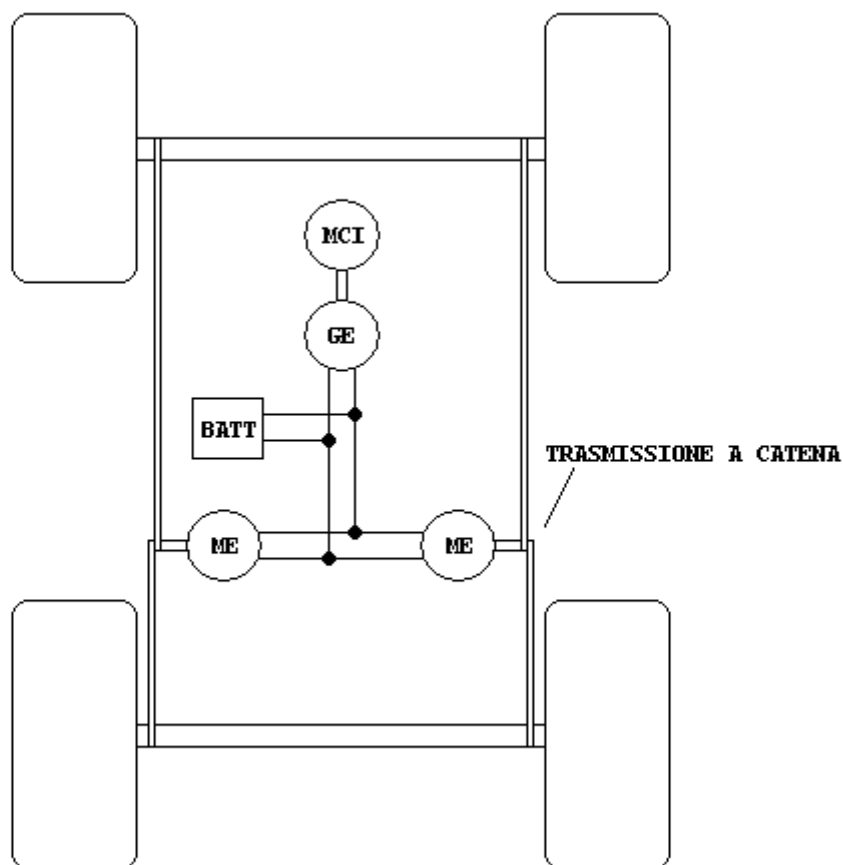


Figura 0. 14 Schema del sistema di propulsione ibrida di tipo serie della macchina operatrice

In linea con quanto già detto nei paragrafi precedenti, il convertitore primario, costituito dal motore a combustione interna (MCI) e dal generatore elettrico (GE), produce solo una parte della potenza necessaria alla propulsione del veicolo e all'alimentazione degli ausiliari. L'altra quota di tale potenza è fornita da un sistema di accumulo elettrochimico (BATT). La somma delle potenze avviene sul bus DC e va ad alimentare due motori elettrici (ME) collegati in parallelo. Ciascuno di essi ha lo scopo di trasmettere il moto, tramite una trasmissione a catena, alla coppia di ruote del lato del veicolo su cui si trova.

La presenza di due motori elettrici di trazione, analogamente a quanto avviene nel sistema di propulsione tradizionale con i due motori idraulici, è necessaria al fine di consentire la sterzata del veicolo.

Tuttavia, anche in questo caso, non verranno prese in considerazione né operazioni di sterzata né l'alimentazione dei carichi ausiliari.

1. L'AMBIENTE MODELICA/DYMOLA

In campo ingegneristico assume sempre più importanza il supporto dei software di modellazione e simulazione allo studio dei sistemi reali, dato il costante aumento della complessità dei sistemi stessi. Questo consente infatti di ridurre i costi e i tempi di sviluppo di un nuovo prodotto.

Per la modellazione e la simulazione dei sistemi fisici trattati nel presente elaborato è stato utilizzato il software Dymola (*Dynamic Modeling Laboratory*).

1.1 Dymola

Dymola è un software idoneo alla modellazione e simulazione di diverse tipologie di sistemi fisici di interesse ingegneristico.

Infatti consente di comporre modelli in cui coesistono elementi appartenenti a classi diverse, per esempio meccanica, elettrica ed idraulica.

Dymola ha un potente editor grafico di composizione dei modelli. Si basa sull'uso dei modelli Modelica preesistenti, ma consente anche di importare altri dati e files grafici.

Per utilizzare le equazioni in linguaggio Modelica, Dymola contiene un traduttore che genera un codice C, che può essere esportato in Matlab/Simulink.

1.1.1 Modelica

Modelica è un linguaggio di tipo *objected-oriented*, per modellare sistemi fisici complessi ed eterogenei. Per esempio può essere usato per modellare i sistemi mecatronici presenti in un veicolo, un velivolo o in un robot.

La terminologia *object-oriented* sta a significare che, per realizzare il modello di un determinato sistema reale, è sufficiente creare il corrispondente schema a oggetti, cioè uno schema costituito dai vari elementi corrispondenti a quelli reali, collegati tra loro.

Contemporaneamente, ed in modo automatico, il programma genera una descrizione del modello in forma di testo, secondo il linguaggio Modelica, in cui sono specificati i componenti usati e le equazioni che governano il sistema, generate in base alle connessioni esistenti tra i componenti stessi.

Gli elementi con cui vengono costruiti i modelli, contenuti in librerie organizzate in base ai diversi settori dell'ingegneria, corrispondono ai componenti fisici che formano i sistemi reali. Ciascun elemento è descritto matematicamente da equazioni algebriche e differenziali.

Le connessioni grafiche tra i vari elementi rappresentano i legami fisici esistenti tra i corrispondenti componenti reali; infatti ciascun connettore contiene tutte le quantità fisiche necessarie per descrivere l'interazione di quell'elemento con gli altri ad esso collegati.

Ad esempio, nel caso di elementi traslazionali, i connettori contengono lo spostamento della flangia e la forza agente sulla flangia, mentre nel caso di elementi rotazionali le grandezze necessarie per descrivere le interazioni sono l'angolo di rotazione e la coppia.

Ogni connessione viene realizzata semplicemente unendo con una linea i connettori dei due elementi che si desidera collegare, perché il software genera automaticamente le equazioni tenendo conto delle variabili dovute all'accoppiamento dei componenti.

Questa caratteristica consente di ridurre notevolmente sia i tempi di modellazione che la probabilità di commettere errori da parte dell'utilizzatore.

Questo tipo di modellazione rende inoltre molto più intuitiva la comprensione di sistemi molto complessi, essendo visivamente analoghi a quelli fisici reali, contrariamente a quanto accade con software di tipo *block-oriented*, in cui i singoli componenti sono rappresentati da blocchi che ne descrivono il comportamento da un punto di vista matematico.

Altra caratteristica di Dymola, sempre legata all'uso di Modelica, è data dalla possibilità di poter modificare gli elementi contenuti nelle librerie. Infatti, a differenza di altri software di modellazione, che hanno un set predefinito di componenti, in Dymola è possibile cambiare le grandezze necessarie per la caratterizzazione dell'elemento stesso e modificare l'equazione che ne definisce il comportamento, ottenendo quindi un nuovo elemento con le caratteristiche desiderate.

1.1.2 Le librerie di Dymola

Gli elementi necessari per la creazione dei modelli sono contenuti in una serie di librerie organizzate in base alle caratteristiche comuni dei componenti che si trovano al loro interno. Le principali librerie di Dymola sono le seguenti:

- Modelica Standard Library
- Powertrain Library
- Vehicle Dynamics Library
- Smart Electric Drives Library
- Hydraulics Library
- Pneumatics Library
- Air Conditioning Library

La Modelica Standard Library è una libreria generica organizzata in sottolibrerie in ognuna delle quali vi sono raggruppati i componenti di base appartenenti a diversi ambiti, tra cui quello meccanico, elettrico, termodinamico, fluidodinamico e matematico, utili per la modellazione di semplici sistemi.

Le altre librerie, invece, sono più specifiche, in quanto ognuna di esse focalizza l'attenzione su un determinato campo.

La Powertrain Library, come dice il nome stesso, racchiude gli elementi adatti a ricreare tutto il power train di un veicolo, quali motore, frizione, cambio, differenziale, albero di trasmissione e freni.

La Vehicle Dynamics Library è utilizzata per effettuare l'analisi della dinamica del veicolo e, in particolar modo, per ciò che riguarda l'handling; i principali componenti in essa contenuti sono pneumatici, modelli di guidatore, ammortizzatori, barre antirollio e sospensioni complete.

Nella Smart Electric Drives Library sono inclusi gli elementi per mezzo dei quali è possibile modellare veicoli elettrici e ibridi, come accumulatori, convertitori statici e macchine elettriche.

La Hydraulics Library serve per modellare sistemi idraulici che utilizzano fluidi in pressione. Tra i suoi componenti si trovano accumulatori, pompe e motori idraulici, valvole ed alcune tipologie di fluidi idraulici.

La Pneumatics Library è dedicata ai sistemi pneumatici, ovvero basati sull'utilizzo dell'aria compressa

Infine, la Air Conditioning Library consente di lavorare con i cicli termodinamici legati al condizionamento dell'aria e alla refrigerazione.

Le librerie specifiche utilizzate per questo studio sono la Hydraulics Library, la Smart Electric Drives Library e la Powertrain Library.

2. MODELLAZIONE DELLA POMPA IDRAULICA

Ciascuna delle due pompe idrauliche delle trasmissioni propulsive riceve in ingresso l'energia meccanica proveniente dal diesel e la trasforma in energia idraulica mettendo in pressione il fluido di lavoro.

Tale fluido è necessario alla movimentazione dei due motori idraulici di trazione, che hanno lo scopo di effettuare la trasformazione energetica inversa al fine di trasmettere il moto alle ruote.

Nel veicolo considerato l'operatore che conduce la macchina controlla la velocità del mezzo effettuando una regolazione della cilindrata delle pompe principali.

Variando la cilindrata infatti, a parità del salto di pressione imposto dal carico, si regola la portata di fluido elaborata e, quindi, la potenza idraulica erogata.

Se per esempio la cilindrata viene ridotta, la portata di fluido diminuisce. Di conseguenza si riduce la potenza in ingresso al motore idraulico e, quindi, la potenza propulsiva trasmessa alle ruote. In questo modo la velocità di avanzamento del veicolo diminuisce.

2.1 La *Variable Pump*

Per consentire la suddetta regolazione di velocità, la pompa idraulica principale è stata modellata con il componente *VariablePump*, appartenente alla libreria idraulica di Dymola, che rappresenta una pompa a cilindrata variabile.

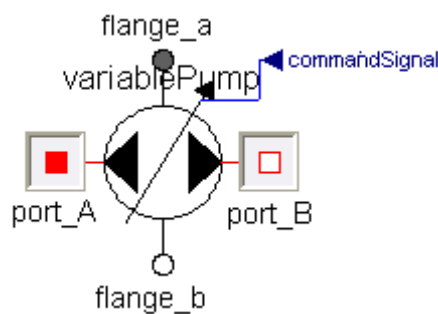


Figura 2. 1 Componente Ideal Variable Pump

Esternamente si individuano cinque interfacce, necessarie al collegamento e all'interazione della pompa con gli altri componenti.

I due quadrati laterali sono interfacce di tipo idraulico: quello a sinistra è detto *port_A* e rappresenta una porta attraverso cui il fluido entra nel componente. Quello a destra, invece, è detto *port_B* e rappresenta il punto di uscita del fluido dal componente.

Le due interfacce meccaniche, *flange_a* e *flange_b*, modellano le flange meccaniche di un albero. Queste due connessioni consentono di definire due variabili: l'angolo di rotazione e la coppia in corrispondenza della flangia che rappresentano. Le due icone sono differenti perché il segno convenzionalmente scelto per le variabili è opposto nelle due interfacce.

Il *commandSignal*, infine, rappresenta il segnale reale con cui si varia la cilindrata della pompa.

Il componente *VariablePump* consente anche di modellare le perdite della pompa reale. Infatti in tutte le pompe reali si possono individuare due tipologie di perdite: quelle di tipo idraulico e quelle di tipo meccanico.

Le perdite idrauliche si possono a loro volta suddividere in perdite interne ed esterne. Quelle interne consistono in un flusso di fluido che cortocircuita dalla porta ad alta pressione della pompa a quella a bassa pressione; vi è poi una perdita da ciascuna camera della pompa verso l'esterno, attraverso i pistoncini.

Globalmente le perdite idrauliche comportano una riduzione della portata di flusso che la pompa può teoricamente elaborare.

Le perdite meccaniche sono invece dovute all'attrito che si sviluppa tra le parti rotanti della pompa. Ciò comporta che la coppia necessaria a portare e mantenere la pompa in rotazione sia maggiore di quella teorica.

Nel loro insieme le perdite idrauliche e meccaniche diminuiscono l'efficienza totale della pompa. Più avanti verranno analizzati sia il loro effetto che la loro modellazione matematica.

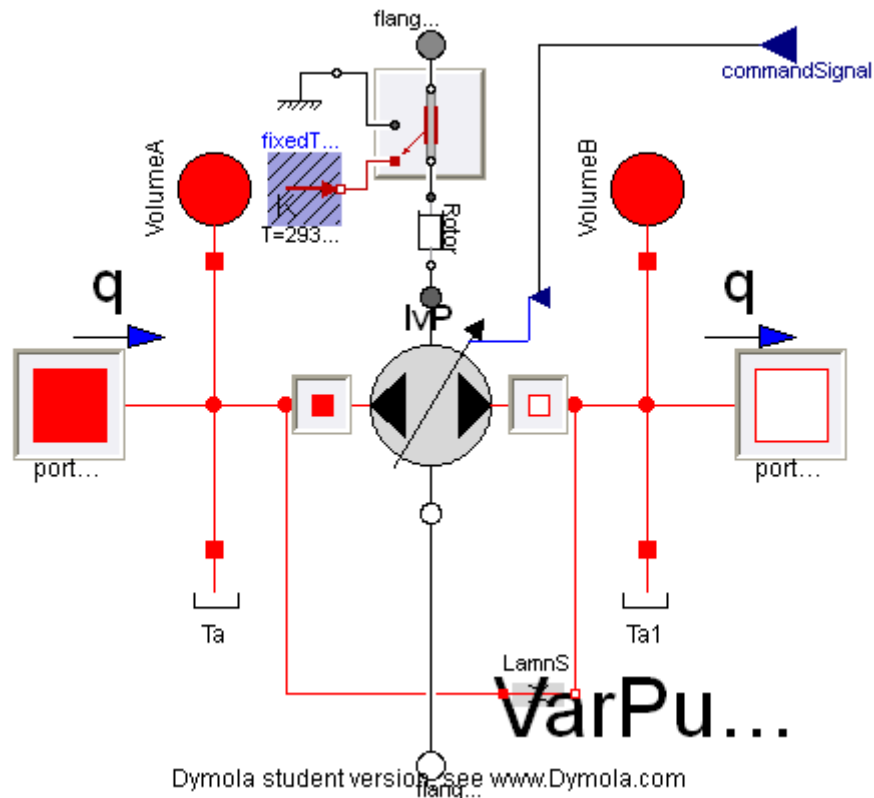


Figura 2. 2 Struttura interna della pompa

Internamente la *VariablePump* è costituita da sottocomponenti, che è opportuno analizzare singolarmente per descrivere e comprendere il funzionamento della pompa nel suo complesso.

La pompa ideale

Il componente base della *VariablePump* è la pompa ideale.

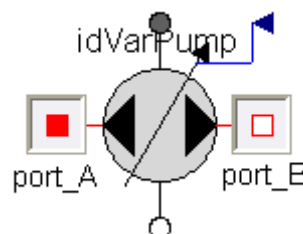


Figura 2. 3 Componente pompa ideale

Essa descrive il funzionamento di una pompa a cilindrata variabile ideale, ovvero non tiene in considerazione le perdite, né meccaniche né idrauliche.

La portata teorica, ovvero quella elaborata dalla pompa ideale, è data dalla seguente equazione:

$$q_{teo} = (D_{pump} c_s w) / 2\pi \quad (2.1)$$

dove q è la portata volumetrica espressa in m^3/s , D_{pump} è la massima cilindrata della pompa in m^3 , w è la velocità angolare della pompa in rad/s e c_s è il segnale di regolazione della cilindrata, espresso come rapporto tra la cilindrata richiesta e quella massima.

Questo segnale consente di regolare sia il valore della portata che il verso del flusso: se per esempio è pari ad 1 la portata è massima e il flusso, con riferimento alla fig.4.3, va dalla porta A alla porta B; se invece è uguale a -1 si ha sempre la portata massima, ma il flusso va da B ad A; infine, se il segnale è pari a 0, la portata si annulla.

La coppia meccanica necessaria a mantenere in rotazione la pompa, nel caso ideale di attrito nullo, è data da:

$$\tau_{teo} = (D_{pump} c_s \Delta p) / 2\pi \quad (2.2)$$

dove Δp è il salto di pressione, in Pa, impresso dalla pompa al fluido. Esso è misurato come la differenza tra la pressione alla porta di uscita e quella alla porta di ingresso. Con riferimento alla fig.4.3:

$$\Delta p = p_{port_B} - p_{port_A} \quad (2.3)$$

Resistenza interna

Come già anticipato, per modellare il funzionamento di una pompa reale si deve tenere di conto che una parte della portata elaborata non contribuisce allo sviluppo della potenza idraulica.

A causa della differenza di pressione tra l'ingresso e l'uscita della pompa, una certa quantità di fluido cortocircuita all'interno della stessa. Per rappresentare

queste perdite, dette interne, è presente un circuito di by-pass tra gli estremi della pompa, sul quale è inserita una resistenza idraulica.

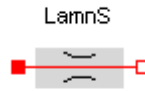


Figura 2. 4 Componente resistenza idraulica

Il componente *lamRes* serve a descrivere un flusso laminare attraverso la resistenza idraulica. La portata attraverso la resistenza è espressa dalla seguente relazione:

$$q_{int} = G_{int} \Delta p_r \quad (2.4)$$

dove q_{int} è la portata in m^3/s , Δp_r è il salto di pressione in Pa attraverso la resistenza, ovvero il salto di pressione ai capi della pompa, e G_{int} è la conduttanza del componente, espressa in $m^3/(sPa)$.

Serbatoi

Per modellare i trafilamenti di fluido che si hanno verso l'esterno sono presenti, in corrispondenza di ciascuna porta della pompa, due serbatoi.



Figura 2. 5 Componente serbatoio

Il componente *tank* rappresenta un serbatoio reale, cioè tiene in considerazione anche la resistenza della tubatura che giunge ad esso. All'interno contiene una resistenza come quella sopra descritta e pertanto anche in questo caso la portata di fluido è data dall'equazione

$$q_{\text{ext}} = G_{\text{ext}} \Delta p_t \quad (2.5)$$

dove q_{ext} è la portata in m^3/s , G_{ext} è la conduttanza della tubatura espressa in $\text{m}^3/(\text{sPa})$ e Δp_t è il salto di pressione in Pa tra la porta della pompa e il serbatoio. Infatti il serbatoio può avere una certa pressione di precarico rispetto a quella atmosferica.

Rotore

Il modello della *VariablePump* include il componente *MechanicalEfficiencyConstant*, che consente di impostare un'efficienza meccanica costante, con la possibilità di inserire una condizione al contorno di temperatura.

Il componente *rotor* serve a modellare il rotore della pompa.

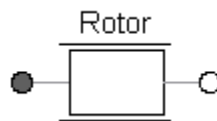


Figura 2. 6 Componente rotore

Internamente è composto da un'inerzia, che rappresenta l'inerzia della pompa, e da uno smorzatore lineare.

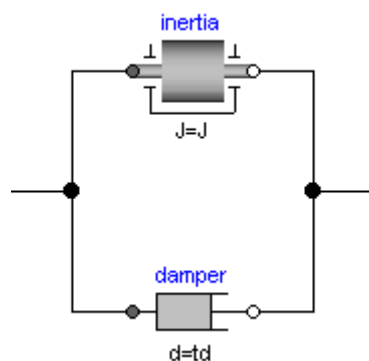


Figura 2. 7 Struttura interna del componente rotore

Tuttavia, essendo lo smorzatore collegato in serie alle due flange, la velocità relativa risulta nulla. Per ovviare a questo problema, la ditta che ha sviluppato il software, nella nuova versione di quest ultimo ha modificato il collegamento di una delle due flange dello smorzatore, come mostrato nella figura seguente.

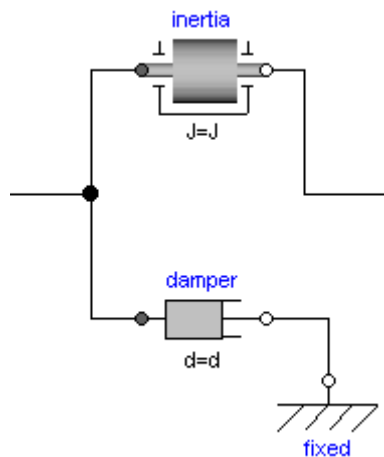


Figura 2. 8 Nuova configurazione dell'elemento smorzatore lineare

Efficienza meccanica costante

Questo elemento serve a modellare un'efficienza meccanica costante, ovvero le perdite sono proporzionali alla grandezza in ingresso secondo un coefficiente costante.

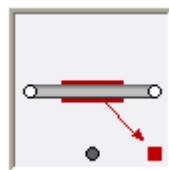


Figura 2. 9 Componente efficienza meccanica costante

Condizione al contorno di temperatura

Questo elemento consente semplicemente di impostare una temperatura, in Kelvin, come condizione al contorno al componente efficienza meccanica, nel caso in cui si volesse tenere in considerazione una variazione di temperatura.



Figura 2. 10 Componente temperatura fissa

Vincolo

Questo elemento serve semplicemente a fissare il componente efficienza meccanica.

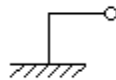


Figura 2. 11 Componente vincolo fisso

Volumi di fluido

I due elementi *VolumeA* e *VolumeB* rappresentano due volumi concentrati di fluido idraulico, indispensabili al funzionamento del componente pompa.

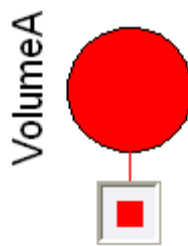


Figura 2. 12 Componente volume concentrato

2.2 Ricostruzione delle mappe di efficienza

Le perdite, sia idrauliche che meccaniche, comportano una riduzione dell'efficienza globale della pompa, definita come il rapporto tra la potenza idraulica in uscita e quella meccanica in ingresso.

$$\eta = P_h / P_m \quad (2.6)$$

L'efficienza totale può essere espressa anche come il prodotto tra le efficienze volumetrica e meccanica:

$$\eta = \eta_{vol} \eta_{mec} \quad (2.7)$$

dove l'efficienza volumetrica è il rapporto tra la portata effettiva e quella teorica, mentre l'efficienza meccanica è data dal rapporto tra la coppia teorica e quella effettiva.

$$\eta_{vol} = q_{eff} / q_{teo} \quad (2.8)$$

$$\eta_{mec} = \tau_{teo} / \tau_{eff} \quad (2.9)$$

Si vanno quindi ad esporre, con riferimento alle equazioni precedentemente introdotte, le grandezze che concorrono a determinare l'efficienza.

La portata di fluido effettiva alla porta di uscita della pompa è definita nel modo seguente:

$$q_{eff} = (D_{pump} c_s w) / 2\pi - q_{leakage} \quad (2.10)$$

$q_{leakage}$ è la portata complessivamente persa:

$$q_{leakage} = (p_A - p_T) G_{ext} + (p_B - p_T) G_{ext} + (p_B - p_A) G_{int} \quad (2.11)$$

dove p_A , p_B e p_T sono le pressioni rispettivamente alla porta d'ingresso della pompa, alla porta di uscita e dei serbatoi, supponendo che siano ugualmente precaricati.

Nel caso specifico, data la natura del componente che modella l'efficienza meccanica, essa risulta costante. Di conseguenza, dalla (2.9), risulta che la coppia necessaria alla pompa è semplicemente:

$$\tau_{\text{eff}} = \tau_{\text{teo}} / \eta_{\text{mec}} \quad (2.12)$$

Globalmente l'efficienza totale è quindi funzione della velocità di rotazione della pompa e del salto di pressione impresso al fluido.

La ditta costruttrice della pompa ha fornito le curve di efficienza di quest ultima, visibili nella figura seguente.

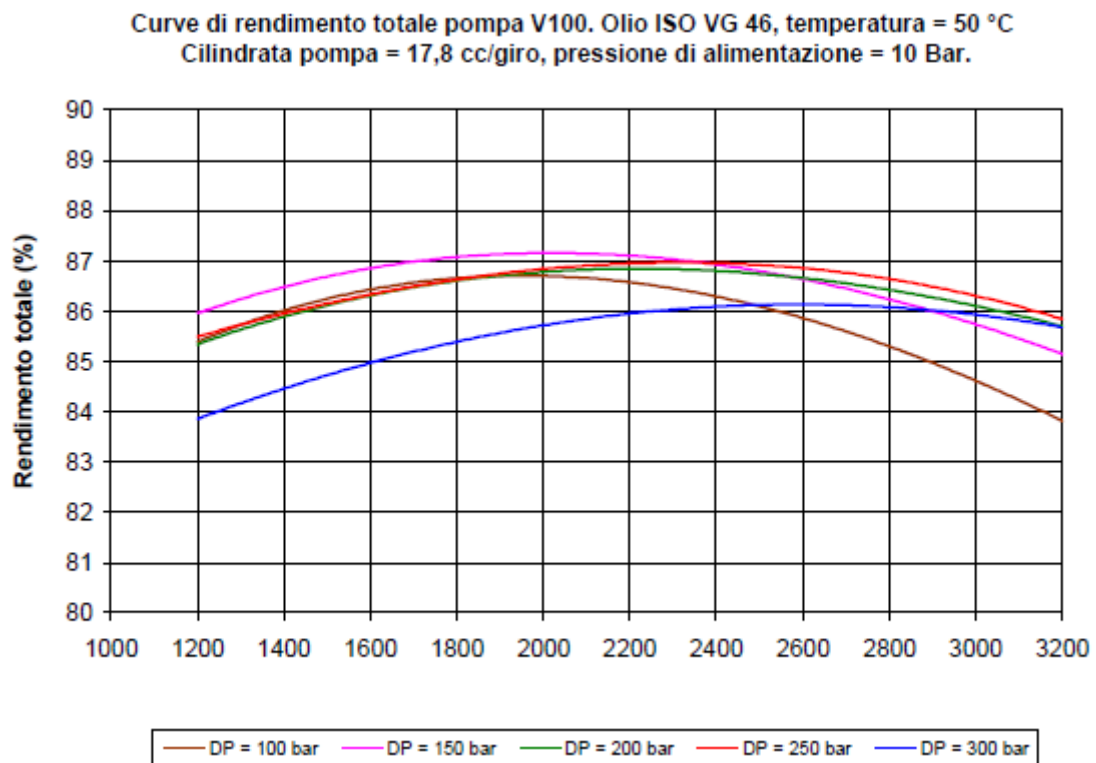


Figura 2. 13 Curve di efficienza totale della pompa

Per far sì che il modello della pompa rappresenti il più possibile quella reale, è necessario che esso sia in grado di riprodurre le suddette curve di efficienza, al variare del punto di funzionamento del componente, con il minor errore possibile. Tale obiettivo è stato raggiunto in due step successivi: utilizzando dapprima un modello fisico e, successivamente, un modello interpolatorio.

I prossimi paragrafi descrivono i dettagli della procedura.

2.2.1 Modello fisico

Una prima modifica necessaria al componente di partenza, ancora prima di effettuare delle simulazioni, riguarda la modellazione degli attriti. Il componente, infatti, come già detto, è in grado di modellare soltanto un'efficienza meccanica costante.

Per ottenere invece una modellazione dell'attrito variabile con la velocità si è inizialmente utilizzato il componente aggiuntivo *bearingFriction*, da collegare in serie alla pompa.

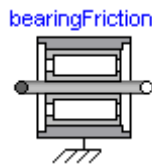


Figura 2. 144 Componente cuscinetto

Questo elemento serve a modellare l'attrito coulombiano nei cuscinetti. L'andamento della coppia d'attrito viene definito tramite una tabella come funzione della velocità angolare assoluta. Nella figura seguente ne viene mostrato un esempio.

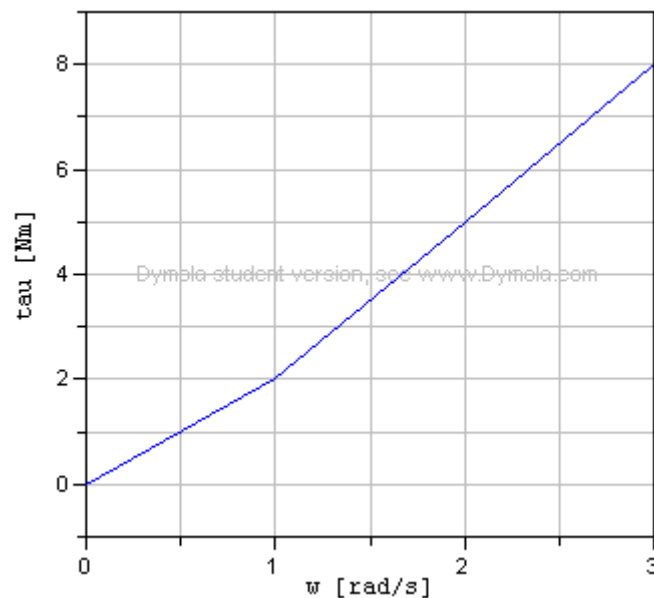


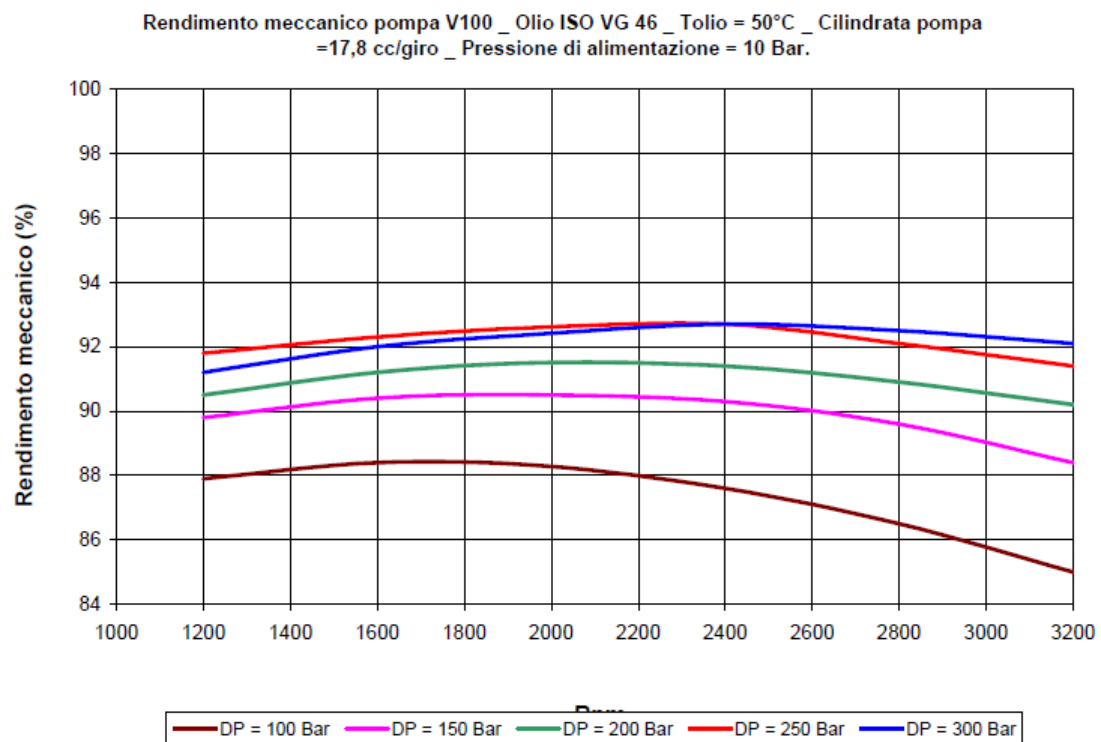
Figura 2. 155 Esempio di curva della coppia di attrito ottenibile con il bearingFriction

La coppia di attrito risulta quindi:

$$\tau_{fr} = f_r w \quad (2.13)$$

dove f_r è il coefficiente di attrito espresso in Nm/(rad/s) e w è la velocità angolare in rad/s.

Per determinare i valori della coppia d'attrito sono stati utilizzati i valori dell'efficienza meccanica della pompa reale, forniti anch'essi dal costruttore, e visibili nella figura seguente.



N (rpm) η_{mecc} (%) η_{mecc} (%) η_{mecc} (%) η_{mecc} (%) η_{mecc} (%)

100 bar 150 bar 200 bar 250 bar 300 bar

1200	87,9	89,8	90,5	91,8	91,2
1600	88,4	90,4	91,2	92,3	92,0
1979	88,3	90,5	91,5	92,6	92,4
2400	87,6	90,3	91,4	92,7	92,7
2800	86,5	89,6	90,9	92,1	92,5
3200	85,0	88,4	90,2	91,4	92,1

Figura 2. 16 Curve e valori del rendimento meccanico della pompa

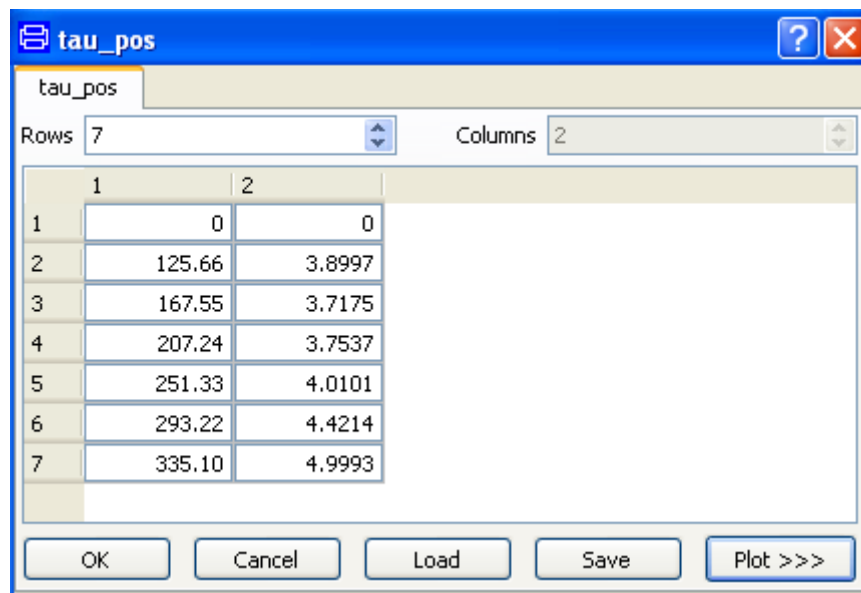
Considerando che

$$\tau_{\text{eff}} = \tau_{\text{teo}} + \tau_{\text{fr}} \quad (2.14)$$

dalla (2.12) segue che

$$\tau_{\text{fr}} = \tau_{\text{teo}}(1/\eta_{\text{mec}} - 1) \quad (2.15)$$

Prendendo come riferimento per esempio un salto di pressione di 100 bar ed utilizzando valori di efficienza meccanica per i corrispondenti valori di velocità, si ottiene la seguente tabella, inserita nella finestra di dialogo del componente, in cui nella prima colonna è riportata la velocità di rotazione in rad/s e nella seconda la coppia di attrito in Nm:



	1	2
1	0	0
2	125.66	3.8997
3	167.55	3.7175
4	207.24	3.7537
5	251.33	4.0101
6	293.22	4.4214
7	335.10	4.9993

Figura 2. 17 Finestra di dialogo della coppia di attrito

Di seguito è riportato il grafico generato dal software a partire dalla precedente tabella.



Figura 2. 18 Andamento della coppia di attrito

Per verificare il funzionamento del componente pompa precedentemente descritto è stato utilizzato il circuito riportato della figura seguente.

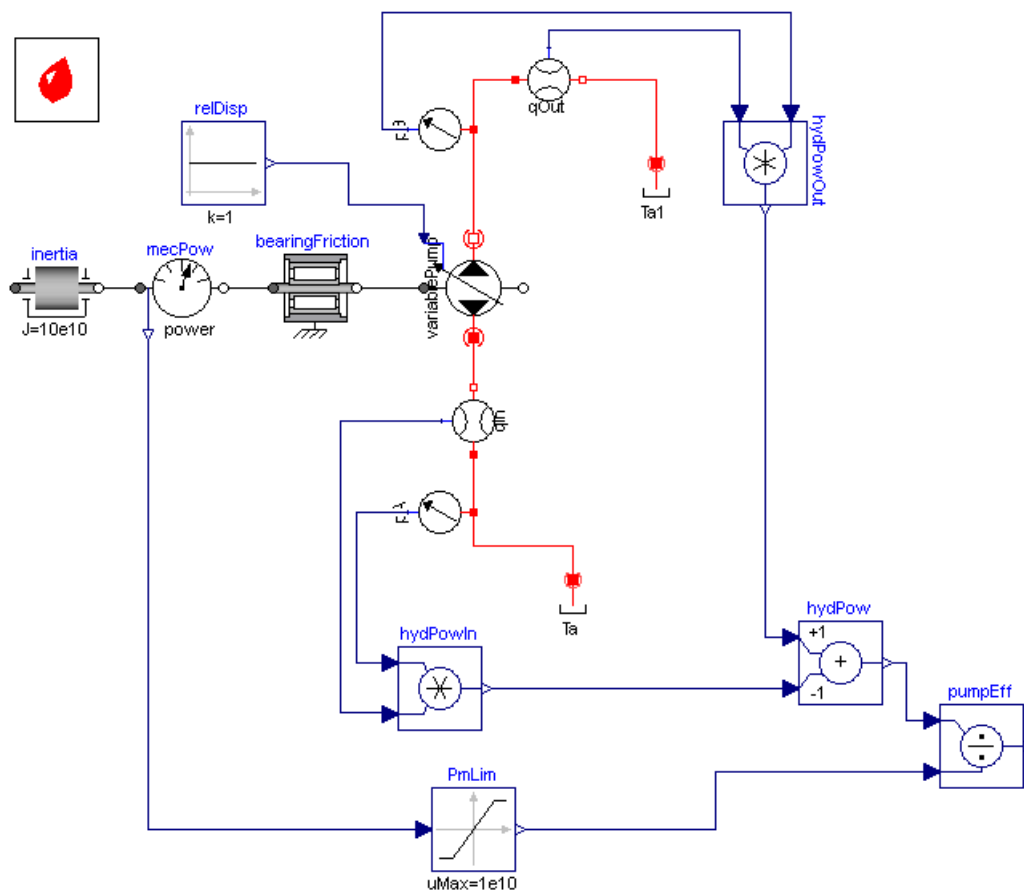


Figura 2. 19 Schema per la simulazione del modello fisico

La pompa viene portata in rotazione da un'inertza a cui viene imposta una velocità di rotazione iniziale pari a quella desiderata per la pompa. Questo valore varia tra 1200 e 3200 rpm, per riprodurre il range di velocità utilizzato nelle curve di fig.2.13.

La pressione di alimentazione della pompa, pari a 10 bar, è imposta precaricando alla medesima pressione il serbatoio *Ta*.

Le cinque curve di efficienza sono relative ad altrettanti valori del salto di pressione a cui la pompa lavora. Queste condizioni sono ottenute imponendo di volta in volta una pressione di precarico diversa al serbatoio *Ta1*: per esempio per ottenere la prima curva tale pressione è impostata a 110 bar, così che si verifichi un salto di pressione di 100 bar.

Il componente *bearingFriction* è utilizzato, come appena spiegato, per modellare l'attrito viscoso.

Dal momento che le curve di efficienza sono relative alla cilindrata massima della pompa, pari a $1,78 \times 10^{-5} \text{ m}^3$, in questo modello il segnale di comando della cilindrata è mantenuto unitario, tramite un blocco di segnale costante.

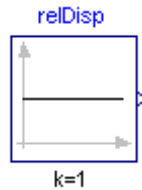


Figura 2. 19 Blocco costante

Per modellare le perdite idrauliche è necessario impostare i valori delle conduttanze interna ed esterna della pompa. Questi sono stati calcolati a partire dai dati disponibili.

Dalla definizione del rendimento volumetrico (2.8), considerando che la portata effettiva è esprimibile come

$$q_{\text{eff}} = q_{\text{teo}} - q_{\text{leakage}} \quad (2.16)$$

si ottiene

$$q_{\text{leakage}} = q_{\text{teo}} (1 - \eta_{\text{vol}}) \quad (2.17)$$

Dalle curve di rendimento volumetrico della pompa, riportate nella figura seguente, si può vedere che tale rendimento, ad una velocità di rotazione di 1200 rpm e con un salto di pressione di 100 bar, è pari circa al 97,1 %.

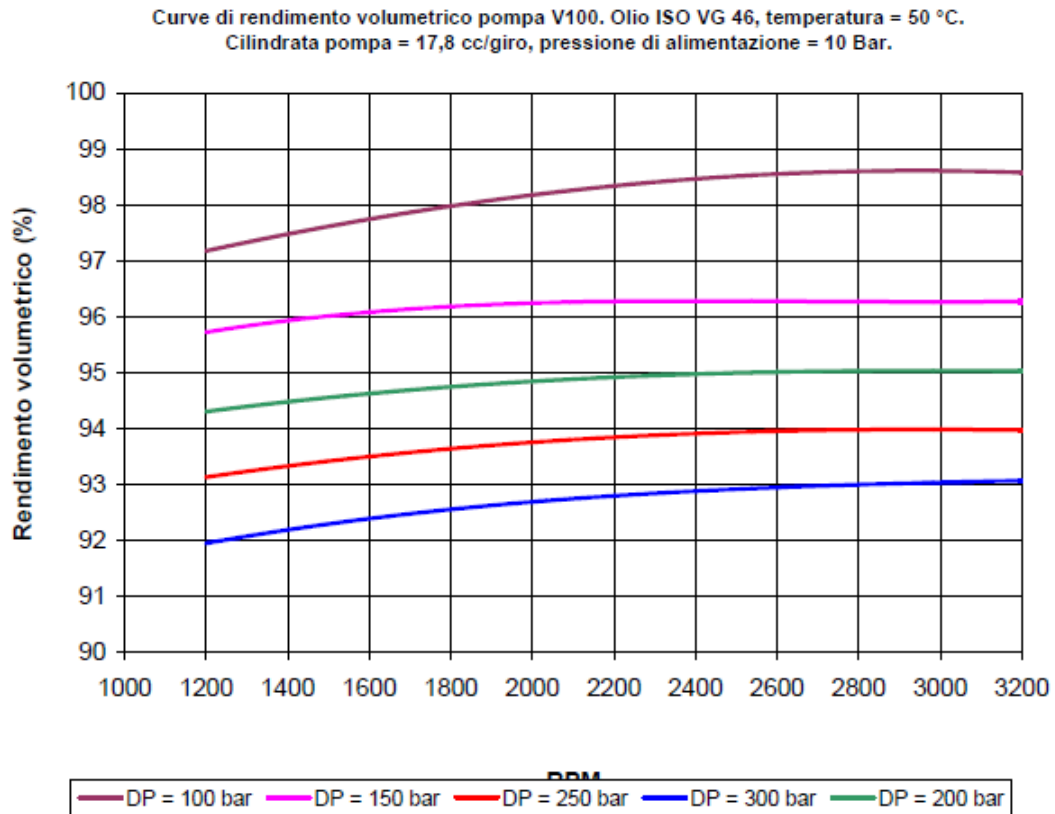


Figura 2. 20 Curve di rendimento volumetrico della pompa

Con riferimento alle equazioni riportate nei precedenti paragrafi, supponendo non precaricati i due serbatoi interni alla pompa ($p_T=0$), si può scrivere:

$$q_{\text{leakage}} = (2p_A + \Delta p) G_{\text{ext}} + \Delta p G_{\text{int}} \quad (2.18)$$

E quindi:

$$(2p_A + \Delta p) G_{\text{ext}} + \Delta p G_{\text{int}} = (D_{\text{pump}} \omega / 2\pi)(1 - \eta_{\text{vol}}) \quad (2.19)$$

In genere la conduttanza interna è preponderante. Valori tipici vanno dalle due alle sei volte quella interna. Ipotizzando:

$$G_{\text{int}} = 4G_{\text{ext}} \quad (2.20)$$

si ottiene

$$G_{\text{int}} = 8e-13 \text{ m}^3/(\text{sPa})$$

$$G_{\text{ext}} = 2\text{e-}13 \text{ m}^3/(\text{sPa}).$$

Un sensore meccanico rileva la potenza meccanica necessaria a muovere la pompa.

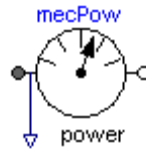


Figura 2. 21 Elemento sensore di potenza

Due sensori idraulici misurano la pressione in ingresso e in uscita dalla pompa.



Figura 2. 22 Elemento sensore di pressione

Altri due sensori, sempre di tipo idraulico, misurano la portata volumica in ingresso alla pompa e alla sua uscita.

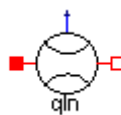


Figura 2. 23 Elemento sensore di portata

I segnali di portata e pressione all'ingresso della pompa vengono inviati ad un blocco di prodotto per ottenere la potenza idraulica in ingresso al componente.

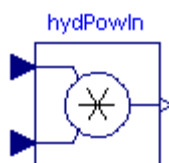


Figura 2. 24 Blocco prodotto

La stessa operazione viene eseguita anche per calcolare la potenza idraulica in uscita dalla pompa.

La potenza idraulica complessivamente utilizzata dalla pompa si ottiene come differenza tra le due potenze precedentemente calcolate.

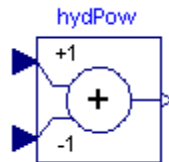


Figura 2. 25 Blocco sottrazione

Infine i due segnali di potenza vengono inviati ad un blocco divisore, che calcola l'efficienza della pompa come rapporto tra la potenza idraulica e quella meccanica.

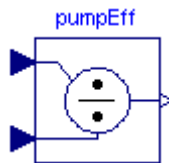


Figura 2. 26 Blocco divisore

Per evitare problemi numerici all'inizio delle simulazioni, in cui la potenza meccanica è nulla, è stato inserito un limitatore, che invia al blocco divisore solo valori maggiori dell'unità.

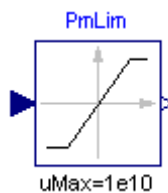


Figura 2. 27 Blocco limitatore

Il valore della soglia massima del limitatore è stato impostato a $1e10$, che non viene mai raggiunto dalla potenza meccanica, in modo da non influire sul calcolo. Infine, il blocco raffigurante una goccia rappresenta il fluido idraulico.



Figura 2. 28 Blocco fluido idraulico

Esso consente di impostare una serie di parametri per caratterizzare il fluido utilizzato nel circuito. Non essendo disponibili informazioni su quello impiegato nel veicolo, sono stati scelti dei valori medi che tipicamente si riscontrano nei fluidi idraulici.

Il parametro che caratterizza la comprimibilità del fluido è il *bulk modulus*, una grandezza che misura la resistenza di un fluido alla compressione. Esso è una funzione non lineare della pressione, tuttavia, per semplificare la modellazione, è stato utilizzato un modello di fluido in cui si considera un bulk modulus costante. Questo parametro è stato impostato pari a 1500 MPa.

Per quanto riguarda la densità, tipicamente è compresa tra 800 e 900 kg/m³, pertanto è stata imposta pari a 850 kg/m³.

Per ottenere una singola curva di efficienza, una volta impostato il salto di pressione, occorre far variare la velocità di rotazione.

A questo scopo, non essendo sufficiente una singola simulazione, si è ricorsi alla funzione *Sweep One Parameter*, che appartiene al gruppo di funzioni disponibili in Dymola per la sperimentazione dei modelli.

In particolare consente di analizzare il comportamento di un modello al variare di un suo parametro, fornendo i valori che le variabili selezionate assumono all'istante finale dell'intervallo di tempo utilizzato per la simulazione.

Imponendo un salto di pressione di 100 bar e facendo variare la velocità di rotazione iniziale dell'inerzia, al termine di una simulazione di 30 secondi, si ottiene l'andamento dell'efficienza totale della pompa mostrato in figura.

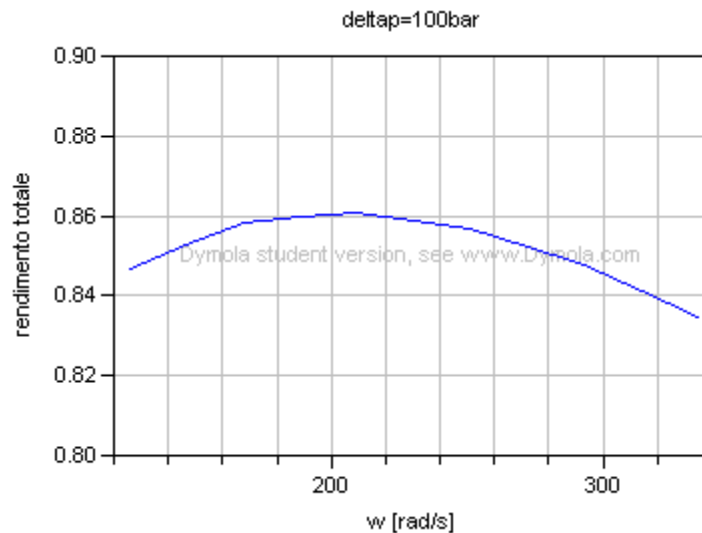


Figura 2. 29 Curva di rendimento totale ottenuta con la simulazione

Tuttavia questo modello non è in grado di riprodurre correttamente le curve di efficienza al variare dei parametri. Infatti, imponendo per esempio un salto di pressione di 200 bar, con la stessa procedura si ottiene la curva seguente, decisamente diversa da quella reale corrispondente:

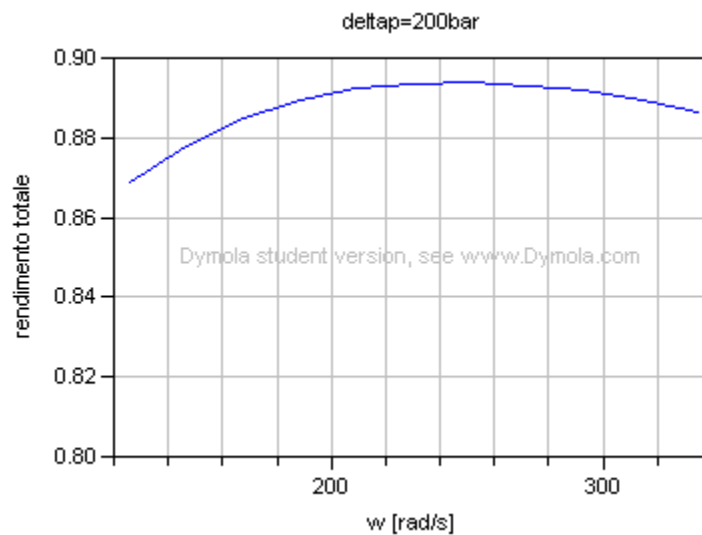


Figura 2. 30 Curva di rendimento totale ottenuta con la simulazione

Un andamento corretto si otterrebbe variando, per ogni salto di pressione, i valori del coefficiente di attrito da utilizzare. Ciò risulta inaccettabile sia dal punto di vista fisico che simulatorio, rendendo il modello inutilizzabile per salti di

pressione diversi da quello in corrispondenza del quale sia stato calcolato il coefficiente di attrito.

Per verificare quanto ottenuto con il modello fisico tramite l'attività di simulazione, si è proceduto ad una ricostruzione matematica delle equazioni del sistema pompa. A tale scopo è stato utilizzato il software Matlab (abbreviazione di *Matrix Laboratory*), un programma di calcolo numerico molto diffuso in campo ingegneristico.

In particolare sono stati scritti dei codici, per la cui lettura dettagliata si rimanda alle appendici, contenenti tutte le equazioni necessarie a descrivere la fisica del problema.

Le equazioni utilizzate per il calcolo della coppia meccanica (2.14) e dell'efficienza (2.6) sono già state introdotte.

La potenza idraulica e quella meccanica sono calcolate come segue:

$$P_h = q_{\text{eff}} \Delta p \quad (2.21)$$

$$P_m = \tau_{\text{eff}} \omega \quad (2.22)$$

Per quanto riguarda invece la portata in uscita dalla pompa, l'equazione utilizzata presenta una differenza rispetto alla (2.16).

Infatti è necessario considerare gli effetti di comprimibilità del fluido idraulico.

In Dymola tale caratteristica del fluido viene intrinsecamente considerata una volta impostati i valori necessari nel blocco del fluido idraulico.

I sensori, poi, misurano la portata volumica, fornendo quindi un segnale di portata che tiene conto della variazione di volume del fluido dovuta alla comprimibilità.

La variazione del volume occupato dal fluido in funzione del salto di pressione è data, in termini finiti, dalla seguente espressione:

$$\Delta V/V = -\Delta p/\beta \quad (2.23)$$

dove V è il volume inizialmente occupato dal fluido, Δp il salto di pressione imposto e β è il *bulk modulus*.

Al fine di tener conto dei suddetti effetti di comprimibilità, nell'equazione della portata è stata introdotta una fittizia variazione di cilindrata della pompa, tale da

generare una conseguente variazione di portata volumica pari a quella dovuta alla comprimibilità.

Con questa considerazione la cilindrata disponibile per la portata risulta:

$$D_{com} = D_{pump} (1 - \Delta p / \beta) \quad (2.24)$$

che risulta sempre inferiore a quella teorica, essendo il salto di pressione sempre positivo durante il funzionamento.

L'equazione (2.16) corretta per la comprimibilità diventa quindi:

$$q_{eff} = (D_{com} * c_s * w) / 2\pi - q_{leakage} \quad (2.25)$$

Nella figura seguente si riportano le curve di efficienza totale calcolate matematicamente.

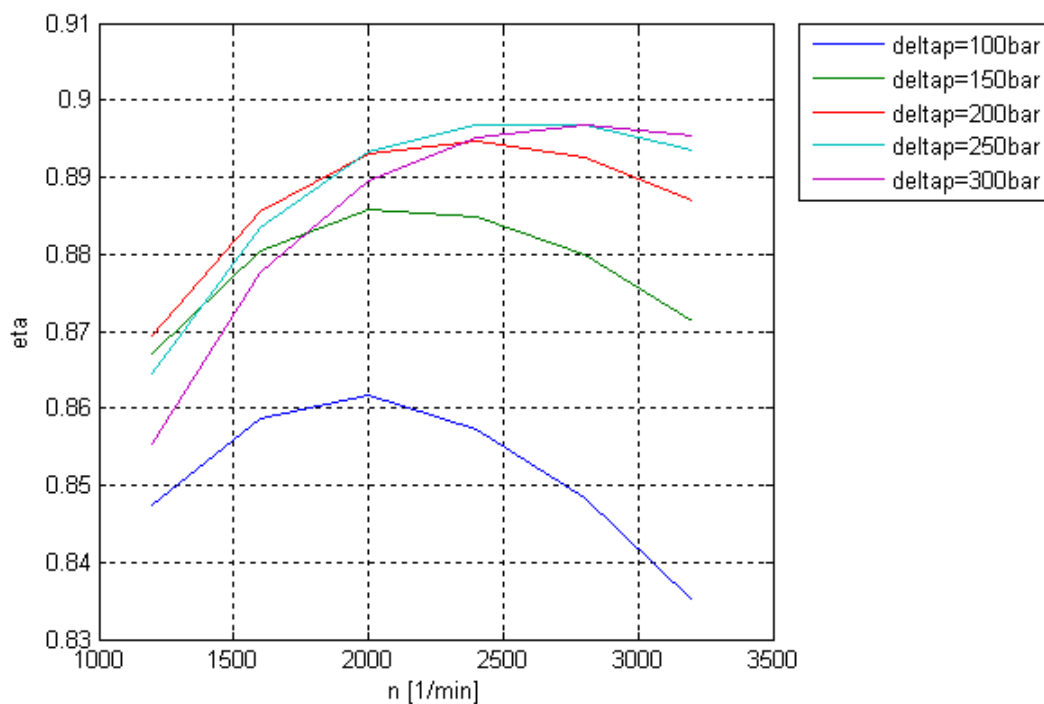


Figura 2. 31 Curve di rendimento totale calcolate con i codici Matlab

Confrontando le curve ottenute con quelle effettive (fig.2.13) risulta evidente che con le equazioni del modello fisico non si riesce a riprodurre con sufficiente approssimazione il comportamento della pompa reale.

Andando a valutare numericamente quanto le curve calcolate si discostino da quelle reali, si ottiene un errore massimo del 4,5% circa nel punto di funzionamento corrispondente a 3200 rpm e 300 bar.

Per questo motivo si è deciso di utilizzare un modello di tipo interpolatorio, capace di oltrepassare i limiti appena visti di quello fisico.

2.2.2 Modello interpolatorio

Per ottenere il funzionamento desiderato si è proceduto alla creazione di un nuovo modello di pompa, non presente nelle librerie di Dymola.

L'icona disegnata per il nuovo componente (fig.2.32) è uguale a quella utilizzata per i vari tipi di pompa presenti nella libreria idraulica.

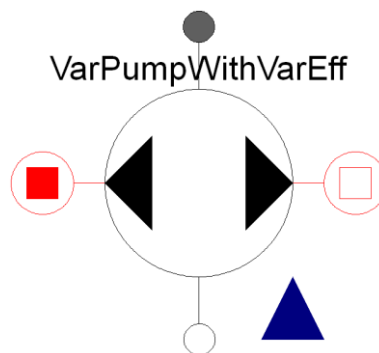


Figura 2. 32 Modello di pompa con efficienze variabili

Analogamente al modello di pompa a cilindrata variabile presenta cinque interfacce: due flange meccaniche, due porte idrauliche e un segnale di comando per la cilindrata.

Internamente è costituita da una serie di componenti (fig.2.33) che hanno lo scopo di modellare una pompa con efficienze meccanica e volumetrica variabili sia con la velocità di rotazione che con il salto di pressione.

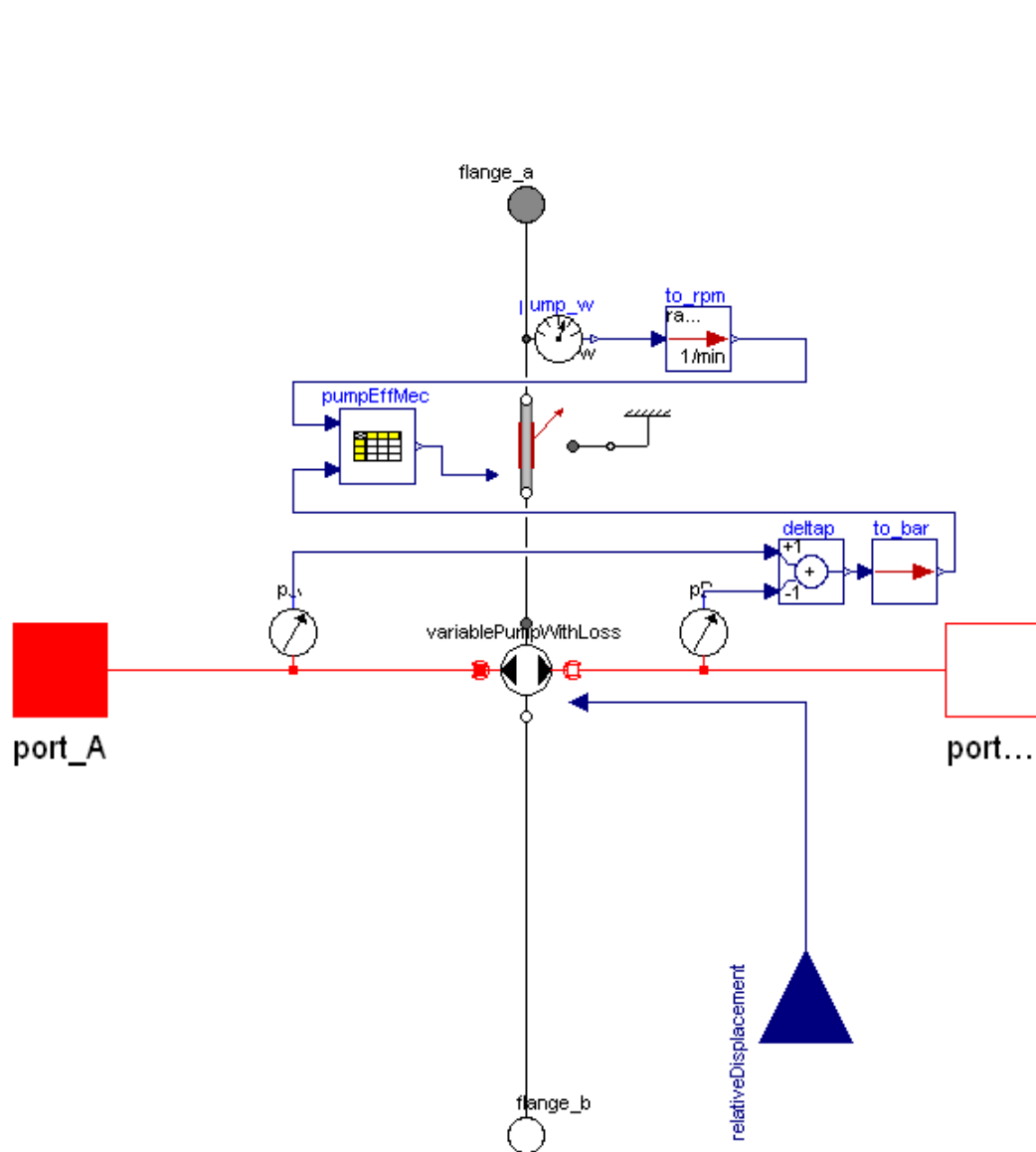


Figura 2. 33 Struttura interna del modello di pompa con efficienze variabili

Pompa con perdite

Il componente di base è un modello di pompa a cilindrata variabile con perdite meccaniche e volumetriche definite tramite delle tabelle.

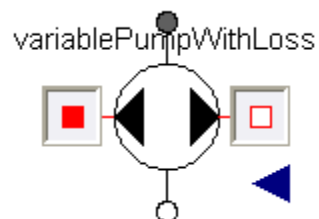


Figura 2. 34 Componente pompa a cilindrata variabile con perdite

Nella figura seguente si riporta la finestra di dialogo relativa alla tabella dell'efficienza volumetrica.

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1	0	-30000000	-25000000	-20000000	-15000000	-10000000	0	10000000	15000000	20000000	25000000	30000000
2	1200	0.919	0.931	0.943	0.957	0.971	1	0.971	0.957	0.943	0.931	0.919
3	1600	0.925	0.936	0.946	0.961	0.979	1	0.979	0.961	0.946	0.936	0.925
4	2000	0.926	0.937	0.949	0.963	0.980	1	0.980	0.963	0.949	0.937	0.926
5	2400	0.929	0.938	0.949	0.962	0.986	1	0.986	0.962	0.949	0.938	0.929
6	2800	0.931	0.941	0.951	0.963	0.986	1	0.986	0.963	0.951	0.941	0.931
7	3200	0.930	0.939	0.950	0.963	0.986	1	0.986	0.963	0.950	0.939	0.930

Figura 2. 35 Finestra di dialogo relativa all'efficienza volumetrica

Nella prima colonna si devono inserire i valori della velocità di rotazione espressa in rpm, mentre nella prima riga i valori del salto di pressione.

Dal momento che il salto di pressione viene calcolato sempre come differenza tra la pressione alla porta di ingresso della pompa e quella alla porta di uscita, mentre la pompa può generare un flusso di fluido in entrambi i sensi, occorre che la tabella riporti i valori dell'efficienza volumetrica anche per valori del salto di pressione negativi.

Inoltre, essendo le perdite di portata dipendenti solo dalla pressione, l'efficienza volumetrica assume valore unitario quando il salto di pressione si annulla.

Nella figura seguente è riportata una parte della finestra di dialogo della pompa con perdite. Come si può notare le conduttanze interna ed esterna sono state imposte nulle.

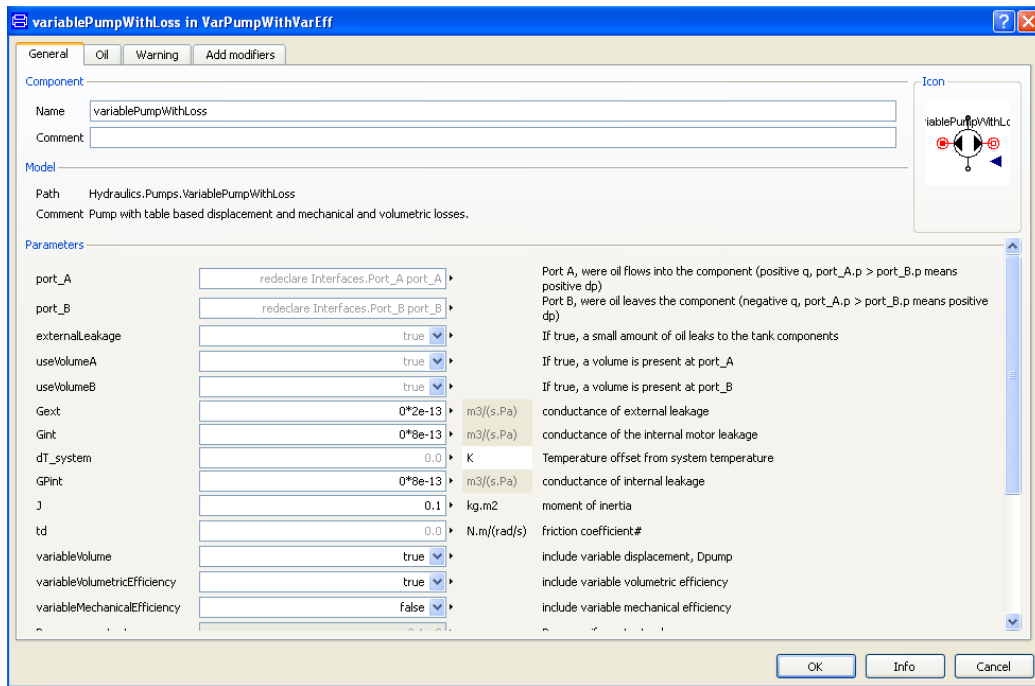


Figura 2. 36 Finestra di dialogo della pompa con perdite

Infatti il componente può essere utilizzato anche senza introdurre le tabelle di efficienza, quindi dovendo inserire i valori delle conduttanze. Tuttavia tali parametri non vengono automaticamente disinseriti dalla presenza della tabella dell'efficienza volumetrica. Pertanto è necessario porle pari a zero, altrimenti il loro effetto si va a sommare a quello relativo all'efficienza imposta.

Anche per quanto riguarda la cilindrata della pompa è disponibile una tabella in cui far corrispondere, ad un determinato valore del segnale di comando in ingresso, quello della cilindrata.

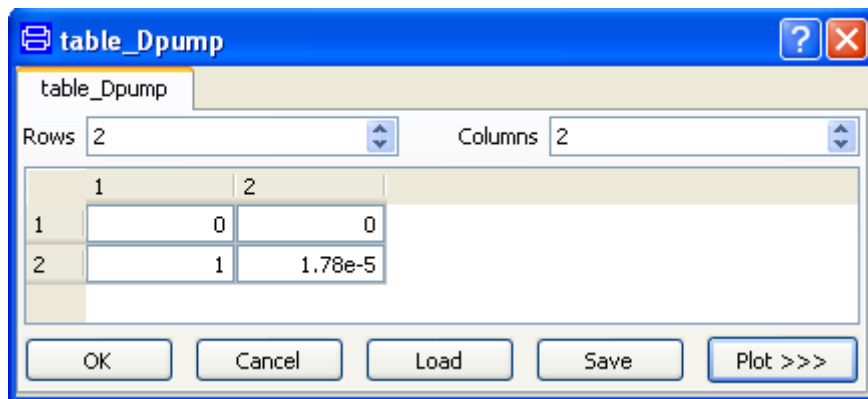


Figura 2. 37 Tabella per l'imposizione della cilindrata variabile

Nel caso di interesse è sufficiente imporre una variazione lineare della cilindrata della pompa in funzione del segnale di comando, inteso come cilindrata relativa e quindi variabile tra 0 ed 1.

La terza tabella a disposizione prevede l'imposizione dell'efficienza meccanica al variare della velocità di rotazione della pompa. Tuttavia ciò non è sufficiente a definire completamente il comportamento del componente reale, dal momento che tale efficienza varia sia con la velocità di rotazione che con il salto di pressione, come già visto in fig.2.16.

Pertanto si è imposta un'efficienza meccanica costante ed unitaria nella finestra di dialogo della pompa, andando ad inserire nuovi componenti al suo esterno per la valutazione della suddetta efficienza.

Efficienza meccanica variabile

Il componente *variableMechanicalEfficiency*, inserito in serie alla pompa, consente di introdurre, tramite il segnale di ingresso (interfaccia blu) valori variabili dell'efficienza meccanica.

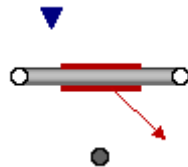


Figura 2. 38 Componente efficienza meccanica variabile

La freccia rossa serve a collegare il componente ad un eventuale condizione al contorno di temperatura, che però è stata disattivata, non essendo indispensabile allo scopo.

Vincolo

Questo elemento serve semplicemente a fissare il componente efficienza meccanica variabile.

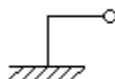


Figura 2. 39 Componente vincolo fisso

Look-up table

Questo elemento consiste in una tabella in cui si sono inseriti i valori dell'efficienza meccanica della pompa in funzione della velocità di rotazione e del salto di pressione.

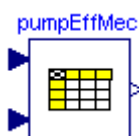


Figura 2. 40 Elemento look-up table

Tramite i due ingressi riceve i valori della velocità di rotazione e del salto di pressione, mentre in uscita fornisce il valore dell'efficienza meccanica.

La figura seguente mostra la tabella inserita nel componente.

table											
table											
Rows	7					Columns 11					
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	0	-300	-250	-200	-150	-100	100	150	200	250	300
2	1200	0.912	0.918	0.905	0.898	0.879	0.879	0.898	0.905	0.918	0.912
3	1600	0.920	0.923	0.912	0.904	0.884	0.884	0.904	0.912	0.923	0.920
4	2000	0.924	0.926	0.915	0.905	0.883	0.883	0.905	0.915	0.926	0.924
5	2400	0.927	0.927	0.914	0.903	0.876	0.876	0.903	0.914	0.927	0.927
6	2800	0.925	0.921	0.909	0.896	0.865	0.865	0.896	0.909	0.921	0.925
7	3200	0.921	0.914	0.902	0.884	0.850	0.850	0.884	0.902	0.914	0.921

Figura 2. 41 Look-up table dell'efficienza meccanica

Nella prima colonna è riportata la velocità di rotazione in rpm, mentre la prima riga contiene i valori del salto di pressione in bar. Anche in questo caso, come nella tabella dell'efficienza volumetrica, è stato necessario imporre valori del salto di pressione sia positivi che negativi.

Sensore di velocità angolare

Questo elemento misura la velocità di rotazione della pompa in rad/s.

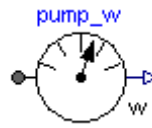


Figura 2. 42 Elemento sensore di velocità di rotazione

Blocco di conversione

Questo elemento converte il valore della velocità di rotazione da rad/s a rpm e lo invia al primo ingresso della look-up table.

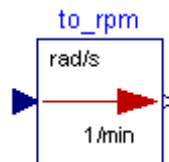


Figura 2. 43 Blocco di conversione da rad/s a rpm

Sensori di pressione

Due sensori misurano la pressione alle porte rispettivamente di ingresso e di uscita della pompa.



Figura 2. 44 Elemento sensore di pressione

Blocco sottrazione

I due segnali di pressione vengono inviati ad un blocco che ne calcola la differenza, ottenendo così il valore del salto di pressione.

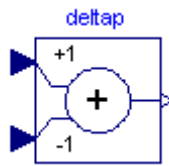


Figura 2. 45 Blocco sottrazione

Blocco di conversione

Questo elemento converte il valore del salto di pressione da Pa a bar e lo invia al secondo ingresso della look-up table.

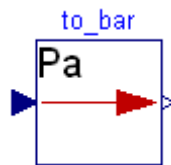


Figura 2. 46 Blocco di conversione da Pa a bar

Per verificare il funzionamento del nuovo modello di pompa è stato utilizzato il circuito riportato della figura seguente.

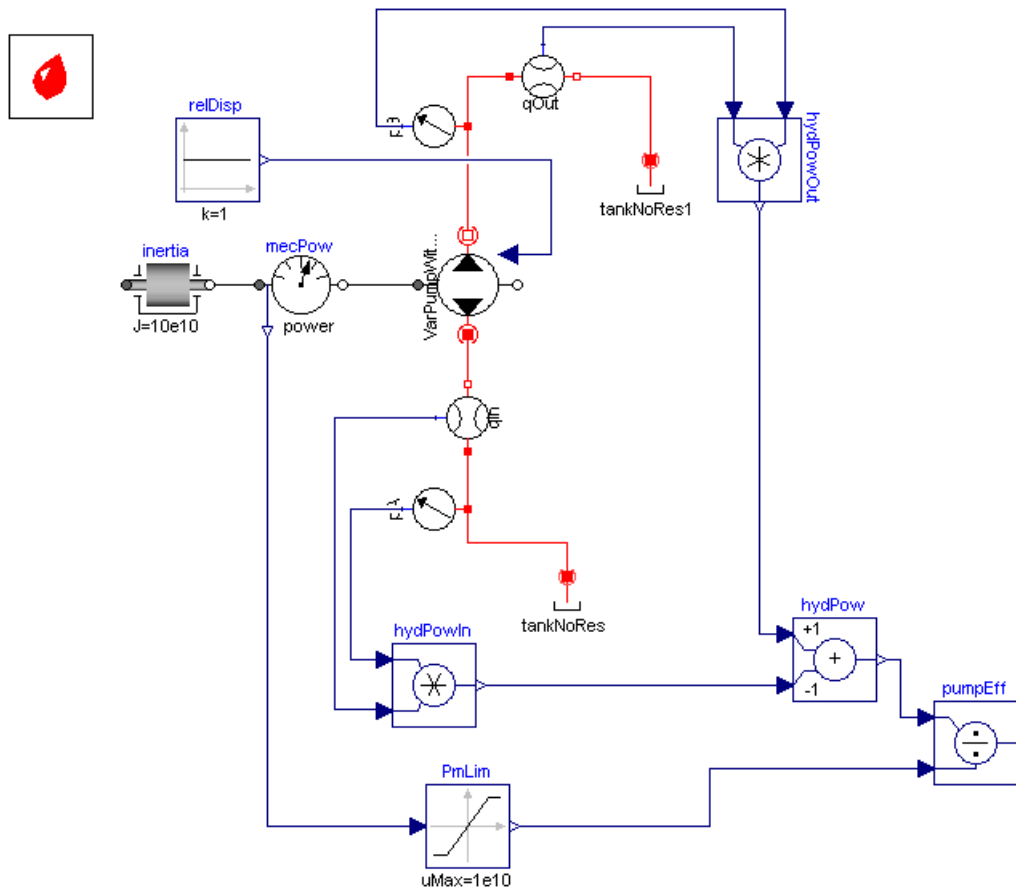


Figura 2. 47 Schema per la simulazione del modello interpolatorio

Esso è sostanzialmente lo stesso utilizzato per la verifica del modello fisico. Le differenze consistono nell'assenza del componente cuscinetto e nella sostituzione del componente pompa con quello appena descritto.

La procedura seguita per la simulazione del modello è la stessa già introdotta nel paragrafo precedente.

Per chiarezza espositiva, dal momento che con la funzione *sweep parameter* è possibile ottenere soltanto una curva alla volta, i dati ottenuti sono stati riportati in un unico grafico, tramite un foglio di calcolo.

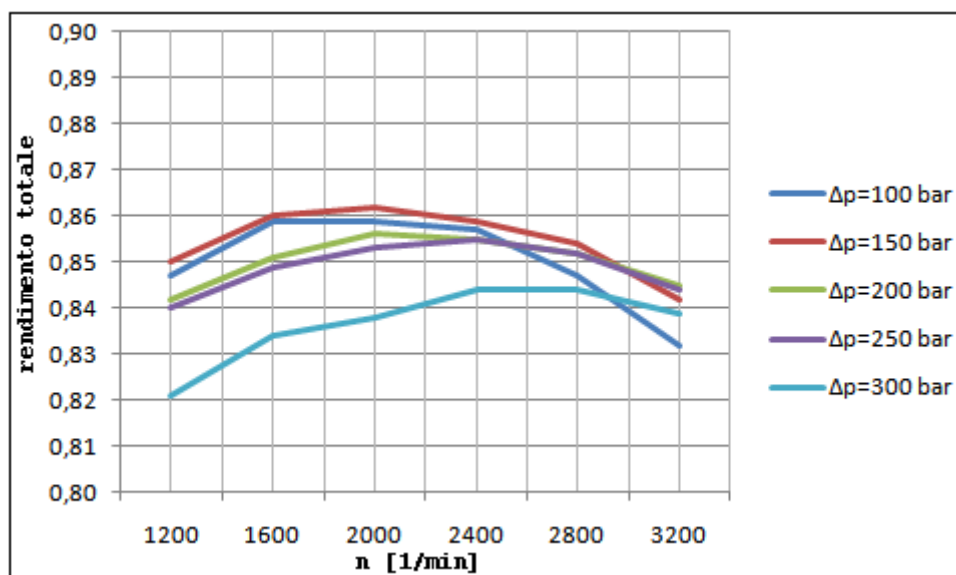


Figura 2. 48 Curve di rendimento totale ottenute con il modello interpolatorio

Con il modello interpolatorio è quindi possibile riprodurre, con buona approssimazione, il comportamento della pompa reale.

3. MODELLAZIONE DEL MOTORE IDRAULICO

I due motori idraulici di trazione sono alimentati dal fluido messo in pressione dalle due pompe a cilindrata variabile.

Hanno il compito di trasmettere il moto alle ruote del veicolo, trasformando l'energia idraulica in ingresso in energia meccanica.

A differenza delle due pompe principali, i motori hanno una cilindrata fissa.

Analogamente a quanto fatto per la pompa idraulica, nei prossimi paragrafi si descrivono i componenti principali di ciascun motore e le metodologie utilizzate per la loro modellazione.

3.1 Il *Simple Motor*

Ciascuno dei due motori di trazione è stato inizialmente modellato con il componente *SimpleMotor*, appartenente alla libreria idraulica di Dymola, che rappresenta un motore idraulico a cilindrata fissa.

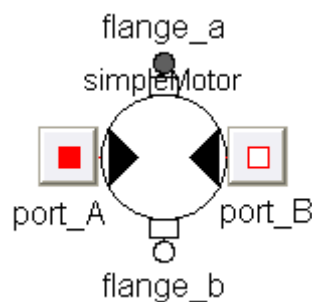


Figura 3. 1 Componente Simple Motor

Esternamente si individuano quattro interfacce, necessarie al collegamento e all'interazione del motore con gli altri componenti.

Sia le interfacce idrauliche che quelle meccaniche hanno le stesse caratteristiche viste nel caso della pompa.

Anche il componente *SimpleMotor* consente di modellare le perdite che si verificano in un motore reale, sia di tipo idraulico che meccanico.

Le perdite idrauliche, sia interne che esterne, comportano una riduzione della portata di flusso che il motore può teoricamente elaborare.

Le perdite meccaniche sono invece dovute all'attrito che si sviluppa tra le parti rotanti del motore. Ciò comporta che la coppia meccanica sviluppata dal motore sia minore di quella teorica.

Anche in questo caso le perdite, nel loro complesso, diminuiscono l'efficienza totale del componente.

La figura seguente mostra i componenti interni che costituiscono il *SimpleMotor* e che si analizzeranno nei paragrafi seguenti.

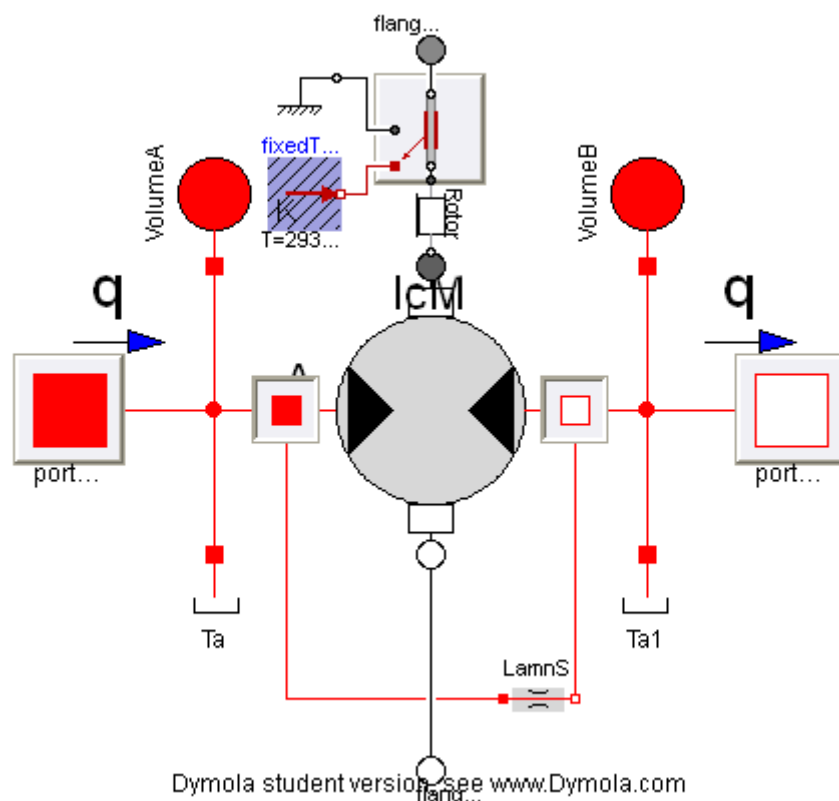


Figura 3. 2 Struttura interna del Simple Motor

Il motore ideale

Il componente base del *SimpleMotor* è il motore ideale.

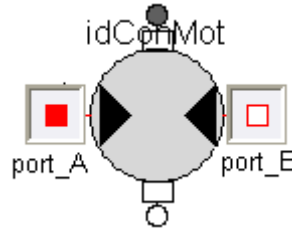


Figura 3. 3 Componente motore ideale

Esso descrive il funzionamento di un motore a cilindrata costante ideale, ovvero non tiene in considerazione le perdite, né meccaniche né idrauliche.

La portata teorica, ovvero quella elaborata dal motore ideale, è data dalla seguente equazione:

$$q_{teo} = (D_{motor}w) / 2\pi \quad (3.1)$$

dove q è la portata volumetrica espressa in m^3/s , D_{motor} è la cilindrata del motore in m^3 e w è la velocità angolare del motore in rad/s .

La coppia meccanica sviluppata dal motore, nel caso ideale di attrito nullo, con riferimento alla fig.3.3, è data da:

$$\tau_{teo} = D_{motor} (p_{port_A} - p_{port_B}) / 2\pi \quad (3.2)$$

dove p_{port_A} e p_{port_B} sono, rispettivamente, la pressione alla porta di ingresso e di uscita del motore, espresse in Pa.

La coppia che il motore deve fornire, e quindi il salto di pressione che si verifica al suo interno, è determinata dal carico ad esso applicato.

Gli altri componenti interni del motore sono gli stessi già visti nel caso della pompa, pertanto si rimanda al paragrafo 2.1 per la loro descrizione.

3.2 Ricostruzione delle mappe di efficienza

Per il motore idraulico l'efficienza è definita come il rapporto tra la potenza meccanica in uscita e quella idraulica in ingresso:

$$\eta = P_m / P_h \quad (3.3)$$

L'efficienza totale può essere espressa anche come il prodotto tra le efficienze volumetrica e meccanica:

$$\eta = \eta_{vol} \eta_{mec} \quad (3.4)$$

dove l'efficienza volumetrica è il rapporto tra la portata teoricamente sufficiente per erogare la potenza meccanica richiesta e quella effettivamente necessaria, maggiore a causa delle perdite idrauliche, mentre l'efficienza meccanica è data dal rapporto tra la coppia effettiva e quella teorica.

$$\eta_{vol} = q_{teo} / q_{eff} \quad (3.5)$$

$$\eta_{mec} = \tau_{eff} / \tau_{teo} \quad (3.6)$$

Si vanno quindi ad esporre, analogamente a quanto già fatto per la pompa, le grandezze che concorrono a determinare l'efficienza globale.

La portata di fluido effettivamente necessaria al motore per poter erogare la potenza richiesta dal carico è definita nel modo seguente:

$$q_{eff} = (D_{motor} W) / 2\pi + q_{leakage} \quad (3.7)$$

$q_{leakage}$ è la portata complessivamente persa:

$$q_{leakage} = (p_A - p_T) G_{ext} + (p_B - p_T) G_{ext} + (p_B - p_A) G_{int} \quad (3.8)$$

dove p_A , p_B e p_T sono le pressioni rispettivamente alla porta d'ingresso del motore, alla porta di uscita e dei serbatoi, supponendo che siano ugualmente precaricati.

Nel caso specifico, data la natura del componente che modella l'efficienza meccanica, essa risulta costante. Di conseguenza, dalla (3.6), risulta che la coppia erogata dal motore è semplicemente:

$$\tau_{\text{eff}} = \tau_{\text{teo}} \eta_{\text{mec}} \quad (3.9)$$

Globalmente l'efficienza totale è quindi funzione della velocità di rotazione del motore e del carico applicato ad esso.

La ditta costruttrice del motore ne ha fornito le curve di isorendimento, visibili nella figura seguente.

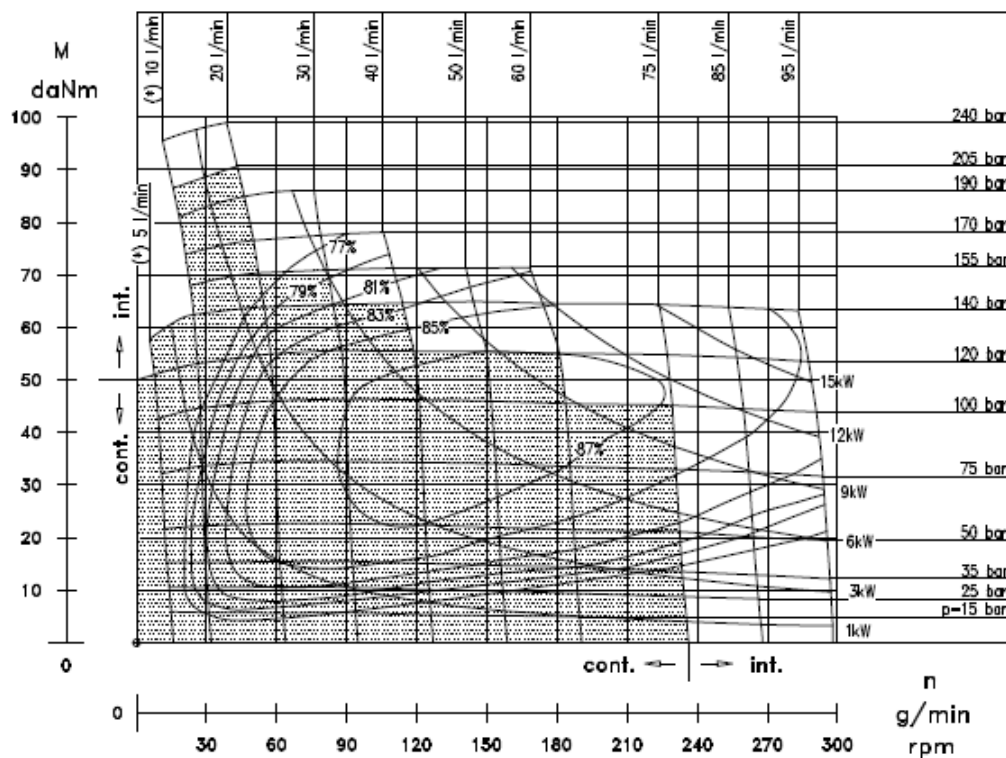


Figura 3. 4 Curve di isorendimento del motore idraulico

Anche questo modello, analogamente a quello della pompa, deve essere in grado di riprodurre l'andamento dell'efficienza del componente reale, al variare del punto di funzionamento, con il minor errore possibile.

Tale obiettivo è stato ancora una volta raggiunto in due step successivi: utilizzando dapprima un modello fisico e, successivamente, un modello interpolatorio.

3.2.1 Modello fisico

Il modello utilizzato per simulare il funzionamento del motore, ai fini della valutazione dell'efficienza, è mostrato nella figura seguente:

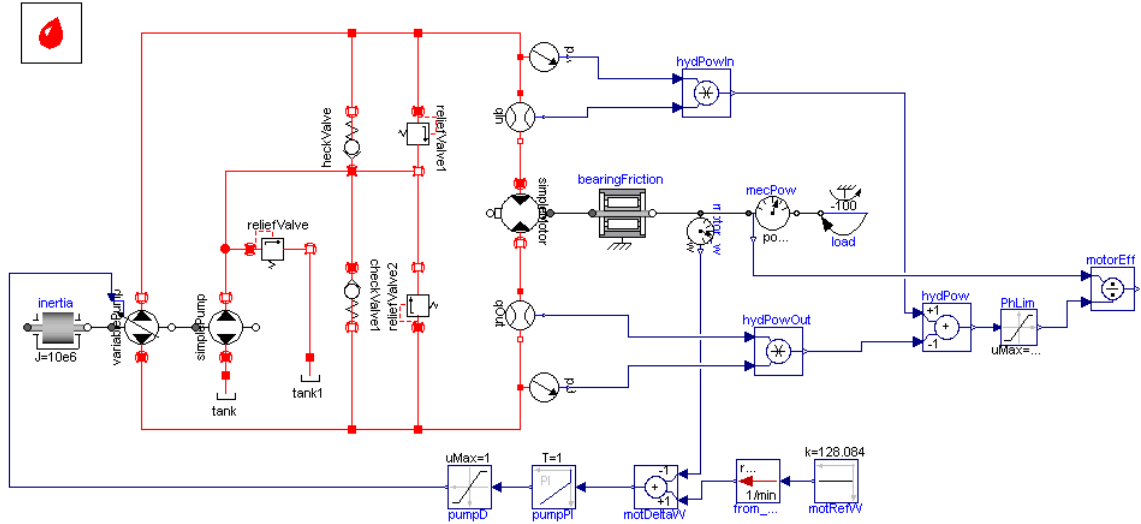


Figura 3. 5 Schema per la simulazione del modello fisico

Il motore è inserito all'interno di un circuito idraulico, analogo a quello descritto nell'introduzione della presente tesi, in cui la potenza idraulica necessaria è fornita dalla pompa principale, portata in rotazione da un'inerzia a cui viene imposta una velocità di rotazione iniziale.

La cilindrata della pompa viene variata in modo tale da mantenere la velocità di rotazione del motore ad un valore prefissato.

La descrizione dei componenti secondari, ovvero la pompa di carico e le valvole, è già stata fatta nell'introduzione della presente tesi, e pertanto si rimanda ad essa per la loro trattazione. I blocchi necessari al calcolo dell'efficienza del motore, nonché il componente necessario alla modellazione della coppia di attrito, sono gli stessi già descritti nel capitolo relativo alla pompa. Si procede quindi con la descrizione dei soli componenti aggiunti.

Carico

Il motore è collegato ad un carico, modellato tramite un blocco che rappresenta una coppia meccanica costante.

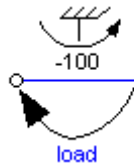


Figura 3. 6 Blocco coppia costante

Se il valore numerico della coppia viene inserito con segno negativo, come in questo caso, essa agisce da carico.

Come detto precedentemente, la coppia richiesta al motore dipende dal carico applicato. Pertanto, per riprodurre le curve di efficienza, sono state eseguite sette diverse simulazioni, imponendo di volta in volta un valore del carico compreso tra 100 Nm e 700 Nm.

Sensore di velocità angolare

Questo elemento misura la velocità di rotazione del motore, necessaria per il controllo della cilindrata della pompa.

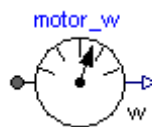


Figura 3. 7 Elemento sensore di velocità angolare

Blocco costante

Questo blocco serve ad impostare la velocità desiderata per il motore, espressa, per comodità in rpm.

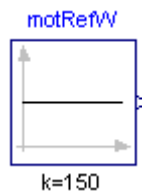


Figura 3. 8 Blocco costante

Blocco di conversione

Poiché il segnale di velocità proveniente dal sensore è espresso in rad/s, questo blocco converte il valore della velocità imposta da rpm a rad/s.

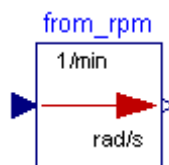


Figura 3. 9 Blocco di conversione

Blocco sottrazione

Questo blocco calcola l'errore di velocità, ovvero la differenza tra la velocità di rotazione imposta e quella effettiva del motore.

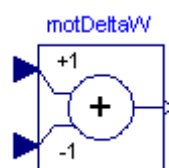


Figura 3. 10 Blocco sottrazione

Regolatore PI

L'errore di velocità viene elaborato da un regolatore, che fornisce in uscita il valore della cilindrata della pompa necessario ad annullare l'errore stesso.

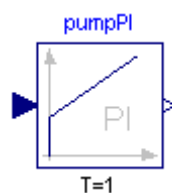


Figura 3. 11 Blocco regolatore PI

Limitatore

Questo blocco serve semplicemente ad assicurare che il segnale di uscita dal regolatore, prima di essere inviato alla pompa, rimanga compreso tra i valori minimo e massimo della cilindrata relativa.

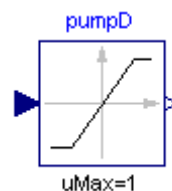


Figura 3. 12 Blocco limitatore

Per modellare le perdite idrauliche è necessario impostare i valori delle conduttanze interna ed esterna del motore. Questi sono stati calcolati a partire dai dati disponibili.

Dalle curve di efficienza si può vedere che ad una velocità di rotazione di 150 rpm e un salto di pressione di 120 bar la portata elaborata dal motore è di 50 l/min.

Dalle equazioni (3.5), (3.1), (3.7) e (3.8), ipotizzando che i due serbatoi interni al motore non siano precaricati, si può scrivere:

$$G_{\text{ext}}(p_A + p_B) + G_{\text{int}}(\Delta p) = (1 - \eta_{\text{vol}})q_{\text{eff}} \quad (3.10)$$

Considerando che nel circuito considerato la pressione all'uscita del motore è circa uguale a quella di alimentazione della pompa, pari a 10 bar, ed ipotizzando

$$G_{\text{int}} = 6G_{\text{ext}} \quad (3.11)$$

si ottiene:

$$G_{\text{int}} = 5,584 \times 10^{-13} \text{ m}^3/(\text{sPa})$$

$$G_{\text{ext}} = 9,306 \times 10^{-14} \text{ m}^3/(\text{sPa})$$

Per impostare i valori della coppia di attrito, non essendo disponibili le curve dell'efficienza meccanica come per la pompa, è stato utilizzato il procedimento che si va ad esporre, per il quale ci si è avvalsi ancora una volta del software Matlab.

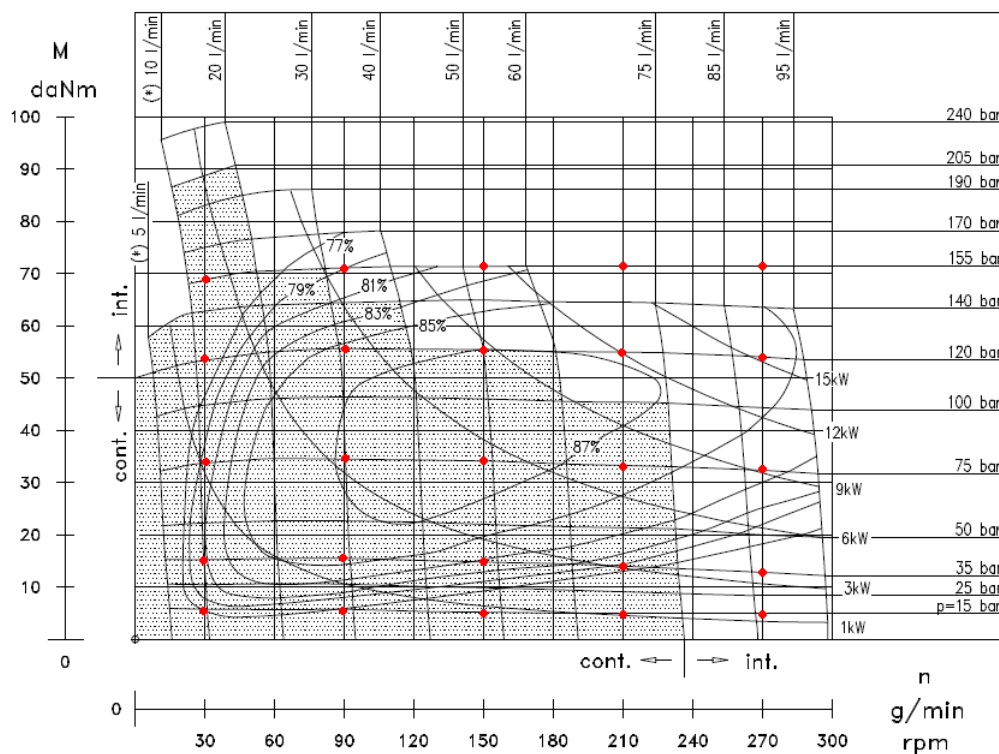


Figura 3. 13 Punti per il calcolo dell'efficienza meccanica del motore idraulico

Sulla mappa delle curve di isorendimento disponibili sono stati presi 25 punti di riferimento, evidenziati in figura, relativi ad altrettante coppie di velocità di rotazione e salto di pressione. Per ciascuno di essi è stato letto il corrispondente valore dell'efficienza totale del motore.

L'efficienza totale è data dal prodotto tra quelle volumetrica e meccanica, quindi, calcolando per ogni punto la portata effettiva del motore, si può risalire al valore dell'efficienza meccanica.

Dalle (3.4), (3.5) e (3.7) si può scrivere che:

$$\eta_{mec} = \eta(q_{teo} + q_{leakage}) / q_{teo} \quad (3.12)$$

Supponendo che i serbatoi interni del motore non siano precaricati ($p_T=0$) ed utilizzando le conduttanze precedentemente calcolate, che fanno riferimento ad una pressione di mandata del motore di 10 bar, dalle (3.1), (3.8) e (3.12) si possono ricavare, punto per punto, i valori dell'efficienza meccanica.

Con il componente cuscinetto la coppia effettiva erogata dal motore risulta:

$$\tau_{eff} = \tau_{teo} - \tau_{fr} \quad (3.13)$$

Dalla definizione rendimento meccanico (3.6) si può quindi ottenere la coppia di attrito:

$$\tau_{fr} = \tau_{teo}(1 - \eta_{mec}) \quad (3.14)$$

Come riferimento è stato considerato il funzionamento relativo ad un salto di pressione di 15 bar. L'andamento della coppia di attrito è riportato in figura seguente.

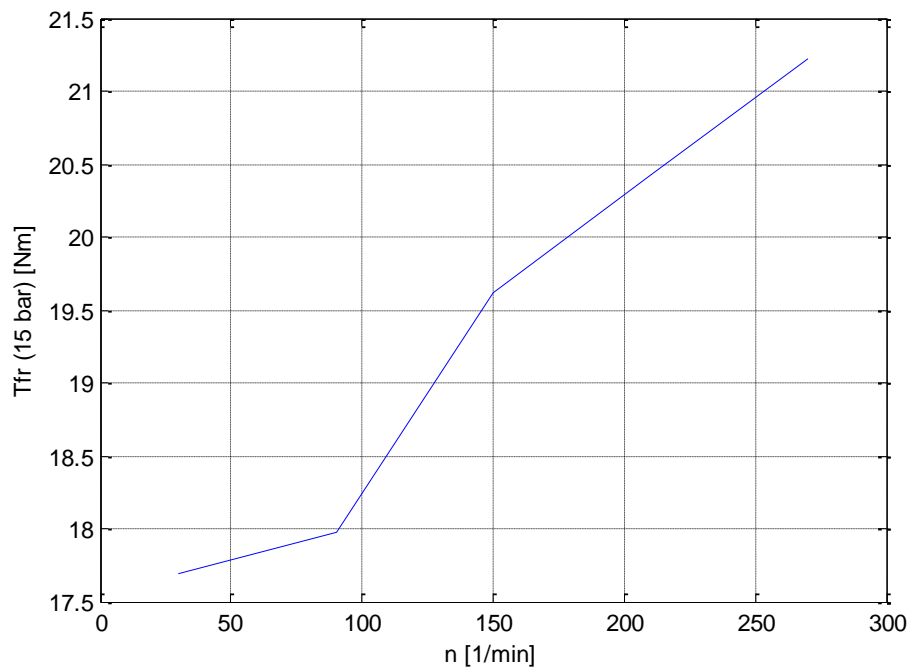


Figura 3. 14 Andamento della coppia di attrito ottenuto con i codici Matlab

Il funzionamento di questo modello presenta gli stessi limiti già evidenziati nel caso della pompa. Anche in questo caso si è proceduto con una ricostruzione matematica delle curve di efficienza, utilizzando dei codici Matlab del tutto analoghi a quelli descritti per la pompa e per la cui lettura dettagliata si rimanda alle appendici.

Le equazioni utilizzate per il calcolo delle potenze idraulica e meccanica sono le stesse della pompa, mentre per quanto riguarda gli effetti di comprimibilità, essa ha in questo caso un effetto opposto. Infatti il fluido all'interno del motore subisce una decompressione, quindi la portata volumica in uscita, in condizioni ideali, risulterà maggiore di quella in ingresso.

La fittizia variazione di cilindrata del motore, tale da generare una conseguente variazione di portata volumica pari a quella dovuta alla comprimibilità, risulta in questo caso:

$$D_{com} = D_{motor} (1 + \Delta p / \beta) \quad (3.15)$$

Le curve di rendimento totale che si ottengono con i codici Matlab sono riportate in figura seguente.

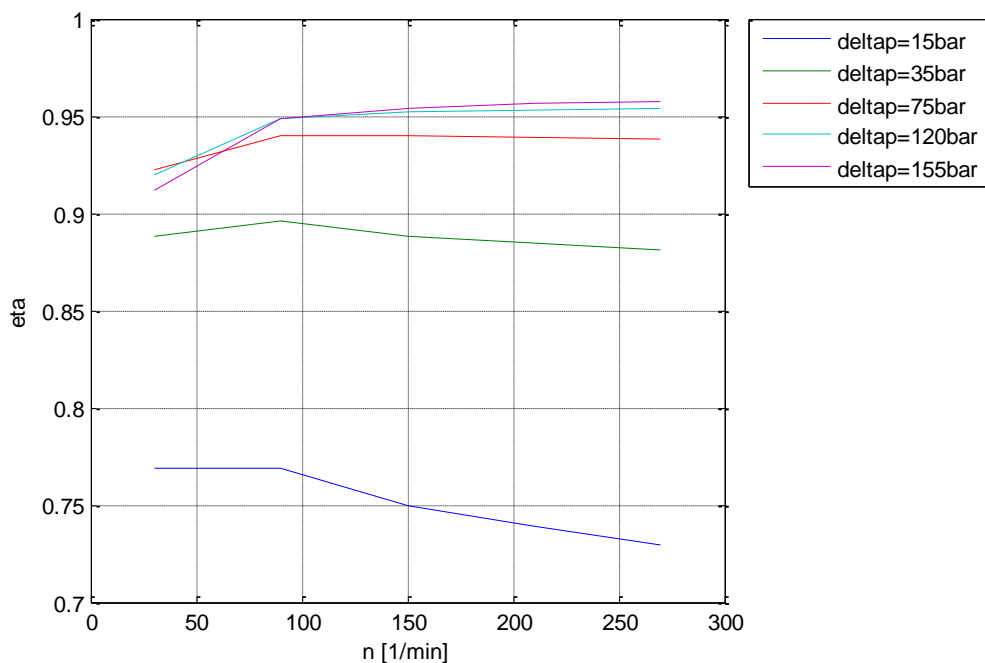


Figura 3. 15 Curve di rendimento totale calcolate con i codici Matlab

Risulta evidente come i valori della coppia di attrito valutati in corrispondenza del minor salto di pressione risultino inadeguati per poter ottenere il rendimento totale effettivo ai carichi maggiori.

Andando a valutare numericamente quanto le curve calcolate si discostino da quelle reali, si ottiene un errore massimo del 23% circa nel punto di funzionamento corrispondente a 30 rpm e 155 bar. Si sottolinea come questo errore sia molto maggiore, circa cinque volte tanto, di quello calcolato nel caso della pompa.

3.2.2 Modello interpolatorio

Per ottenere il funzionamento desiderato si è proceduto alla creazione di un nuovo modello di motore, non presente nelle librerie di Dymola, la cui icona è mostrata nella figura seguente.

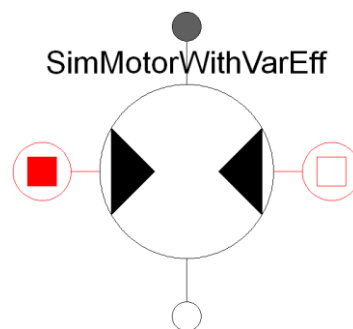


Figura 3. 16 Modello di motore con efficienze variabili

Analogamente al modello di motore precedente presenta quattro interfacce: due flange meccaniche e due porte idrauliche.

La figura seguente ne mostra la struttura interna.

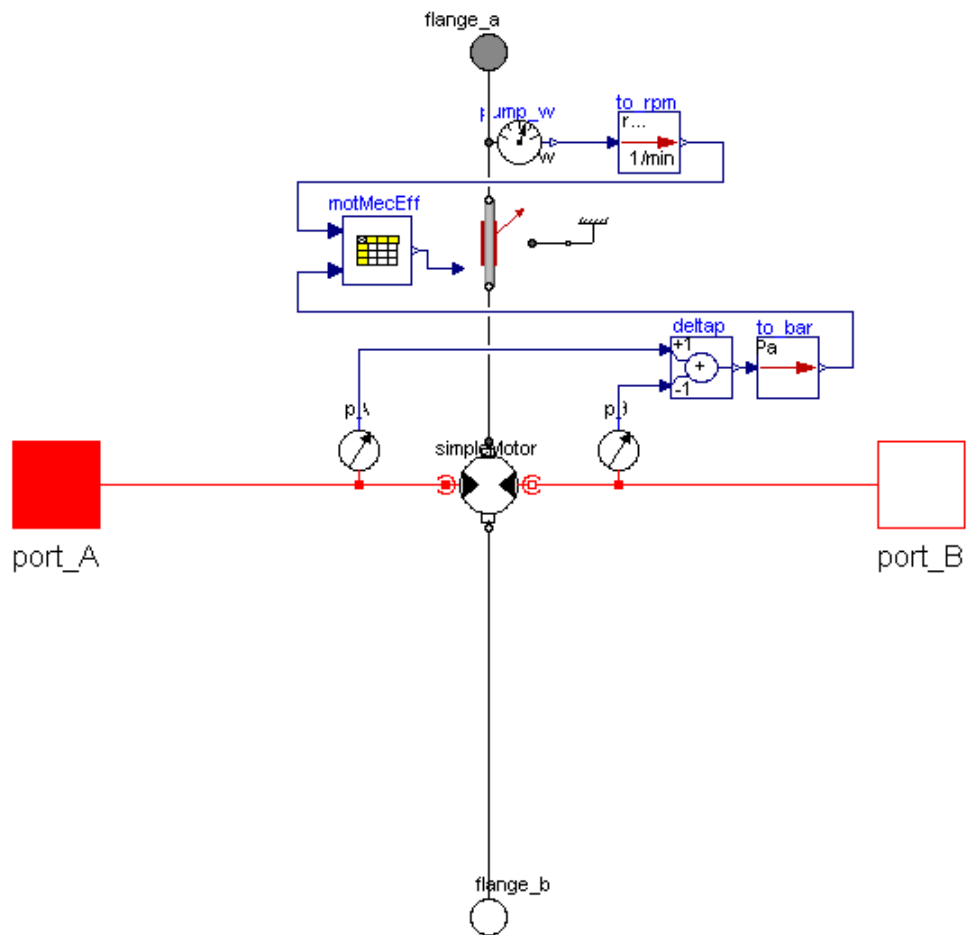


Figura 3. 17 Struttura interna del modello di motore con efficienze variabili

Motore semplice

Il componente di base è il modello di motore descritto all'inizio del capitolo.

A differenza della pompa, infatti, non è presente nella libreria idraulica un modello di motore che contempli l'introduzione di tabelle per le efficienze volumetrica e meccanica.

La figura seguente mostra la finestra di dialogo di questo componente.

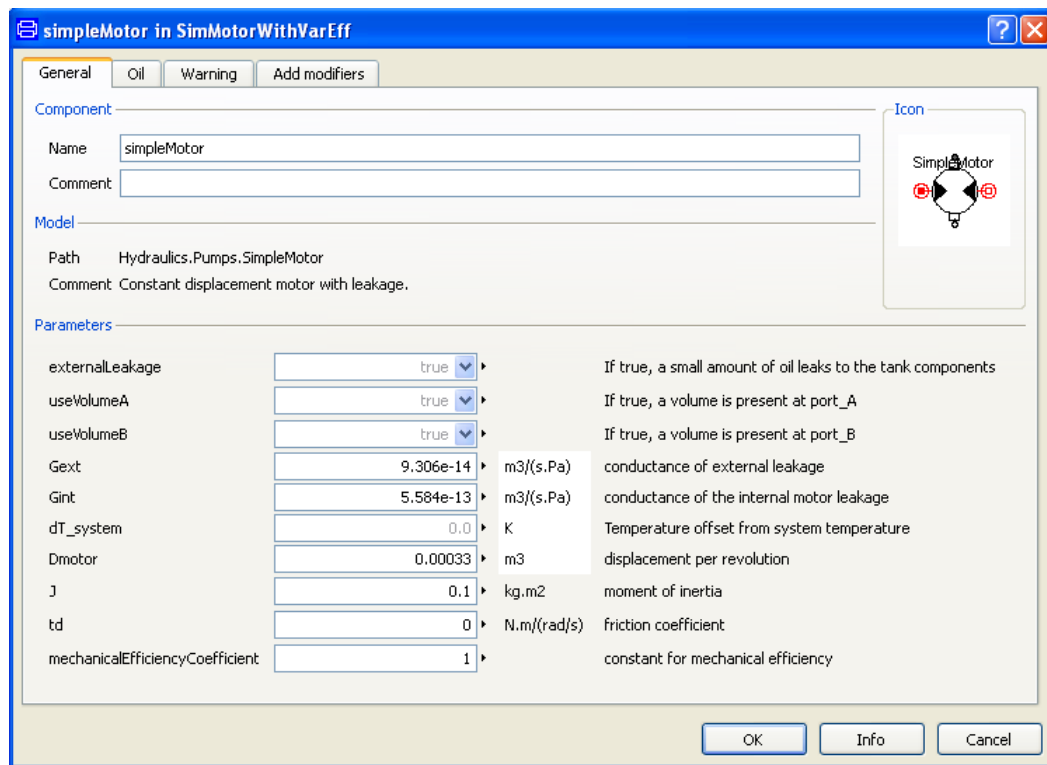


Figura 3. 18 Finestra di dialogo del motore semplice

Le conduttanze interna ed esterna sono quelle calcolate nel paragrafo precedente. La cilindrata del motore è costante e pari a $33\text{e-}5 \text{ m}^3$.

Efficienza meccanica

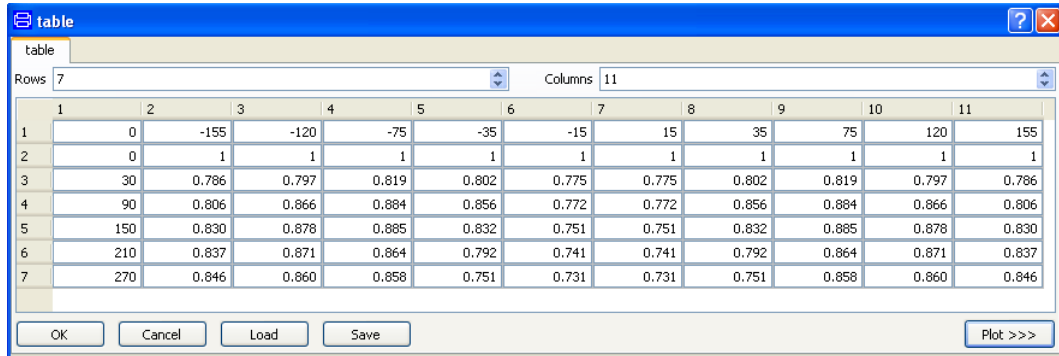
I componenti utilizzati per la modellazione dell'efficienza meccanica variabile sono gli stessi già descritti nel capitolo relativo alla pompa.

I valori dell'efficienza meccanica calcolati come precedentemente spiegato sono riportati nella seguente tabella.

	15 bar	35 bar	75 bar	120 bar	155 bar
30 rpm	0.7754	0.8018	0.8194	0.7969	0.7861
90 rpm	0.7718	0.8562	0.8840	0.8658	0.8064
150 rpm	0.7511	0.8325	0.8854	0.8784	0.8302
210 rpm	0.7407	0.7917	0.8638	0.8710	0.8374
270 rpm	0.7306	0.7512	0.8579	0.8596	0.8458

Figura 3. 19 Efficienza meccanica calcolata con Matlab

Nella figura seguente è riportata la finestra di dialogo della look-up table contenente la tabella per la definizione dell'efficienza meccanica con i valori calcolati.



	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	0	-155	-120	-75	-35	-15	15	35	75	120	155
2	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
3	30	0.786	0.797	0.819	0.802	0.775	0.775	0.802	0.819	0.797	0.786
4	90	0.806	0.866	0.884	0.856	0.772	0.772	0.856	0.884	0.866	0.806
5	150	0.830	0.878	0.885	0.832	0.751	0.751	0.832	0.885	0.878	0.830
6	210	0.837	0.871	0.864	0.792	0.741	0.741	0.792	0.864	0.871	0.837
7	270	0.846	0.860	0.858	0.751	0.731	0.731	0.751	0.858	0.860	0.846

Figura 3. 20 Look-up table dell'efficienza meccanica

Per verificare il funzionamento del nuovo modello di motore è stato utilizzato lo stesso circuito descritto nel paragrafo precedente, togliendo il componente cuscinetto e sostituendo il motore semplice con il nuovo componente.

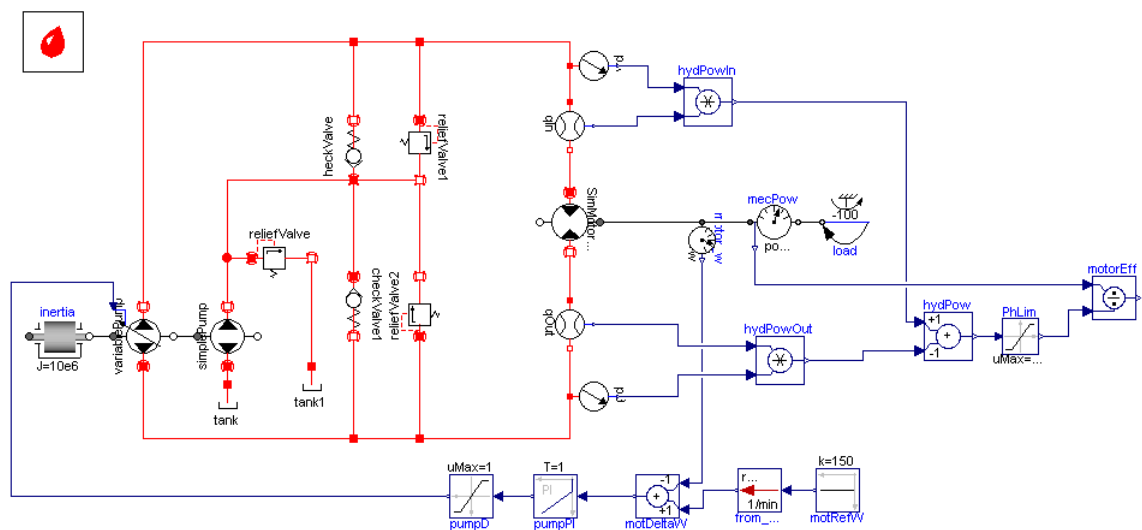


Figura 3. 21 Schema per la simulazione del modello interpolatorio

Effettuando sette diverse simulazioni, una per ciascun valore del carico applicato al motore e facendo variare la velocità di rotazione tra 30 rpm e 270 rpm con la funzione *sweep parameter*, si sono ricostruite le curve di efficienza totale visibili nella figura seguente.

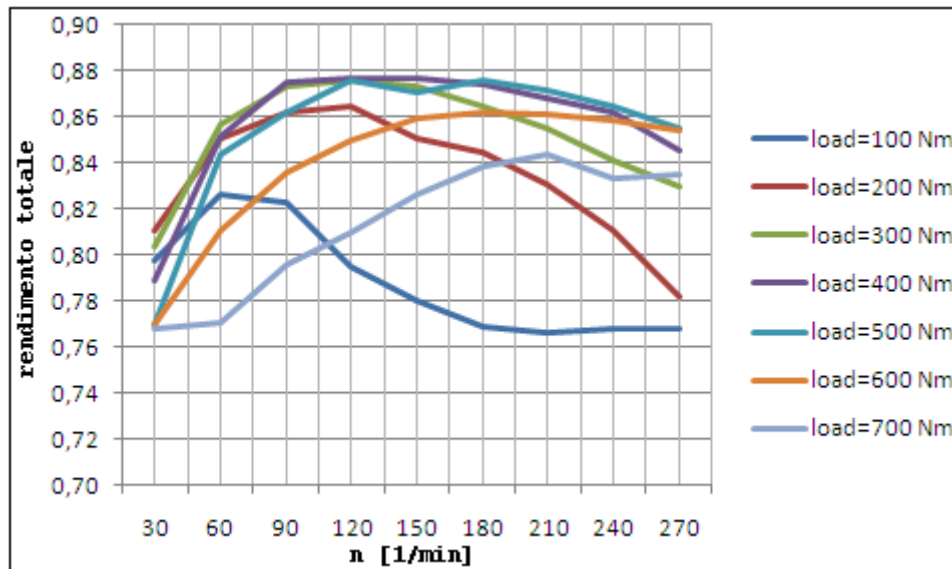


Figura 3. 22 Curve di rendimento totale ottenute con il modello interpolatorio

Anche in questo caso il modello interpolatorio è in grado di riprodurre, con buona approssimazione, il comportamento del motore reale.

4. IL SISTEMA COMPLETO DI PROPULSIONE IDRAULICA

Scopo di questo capitolo è illustrare come si è proceduto nella realizzazione del modello della macchina operatrice.

È doveroso precisare che il modello creato riguarda soltanto le parti necessarie alla propulsione del veicolo; l'analisi di tutti gli altri sottosistemi che lo compongono esula dagli scopi della presente tesi.

Obiettivo della modellazione è stato quello di creare un modello che simuli il funzionamento di una macchina operatrice guidata da un conducente obbligato a seguire un determinato ciclo di riferimento.

Il modello è stato creato utilizzando elementi contenuti nelle librerie *Hydraulics*, *Modelica Standard* e *Power Train* del software Dymola.

Di seguito si riportano i vari componenti di cui si è fatto uso, accompagnati, quando necessario, da una descrizione che spiega la funzione che ciascuno di essi ha all'interno del modello.

4.1 Modellazione della trasmissione idraulica

La trasmissione idraulica della macchina è stato modellata con un sottosistema contenente blocchi appartenenti alle librerie idraulica, meccanica e standard.

Per realizzare un sottosistema è sufficiente selezionare i vari componenti da cui deve essere costituito, creare un nuovo modello, dandogli il nome voluto e copiare i componenti selezionati in questo nuovo modello. Successivamente si aggiungono le opportune interfacce, necessarie per poter connettere il sottosistema ai componenti ad esso collegati.

Infine si realizza l'icona rappresentante il blocco e, all'interno di essa, si scrive il nome del sottosistema che poi verrà visualizzato nel modello complessivo, così da rendere immediata l'identificazione dei vari sottosistemi creati.

Esternamente (fig.4.1) la trasmissione presenta due flange, attraverso cui scambia la potenza meccanica con il motore a combustione interna e con le ruote, e

un'interfaccia, che la connette al blocco del conducente da cui riceve il segnale di comando della cilindrata della pompa.

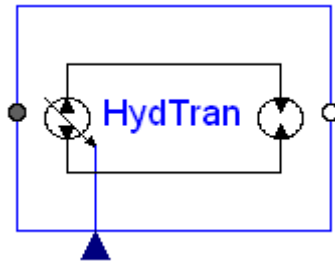


Figura 4. 1 Blocco Trasmissione Idraulica

Al suo interno, invece, è costituita dai seguenti elementi (fig.4.2):

- pompa idraulica principale a cilindrata ed efficienze variabili
- pompa idraulica secondaria a cilindrata fissa
- motore idraulico a cilindrata fissa ed efficienze variabili
- blocco rappresentante il fluido idraulico
- tre valvole di scarico
- due valvole di non ritorno
- due serbatoi
- quattro sensori idraulici di pressione
- quattro sensori idraulici di portata
- tre sensori meccanici di potenza
- quattro blocchi di sottrazione e due di prodotto per il calcolo delle potenze idrauliche.

Molti di questi componenti sono stati già descritti nei capitoli precedenti, pertanto si provvederà a fornire soltanto le informazioni aggiuntive necessarie per alcuni di essi.

E' necessario sottolineare che sul veicolo sono presenti due trasmissioni idrauliche, una per ciascun lato.

Per una modellazione che abbia lo scopo di simulare la sola propulsione del veicolo, senza operazioni di sterzata, sarebbe sufficiente sostituirle con un'unica trasmissione equivalente.

Tuttavia è sembrato opportuno rappresentarle entrambe, al fine di rendere il modello utilizzabile anche per un eventuale studio riguardante le operazioni di sterzata.

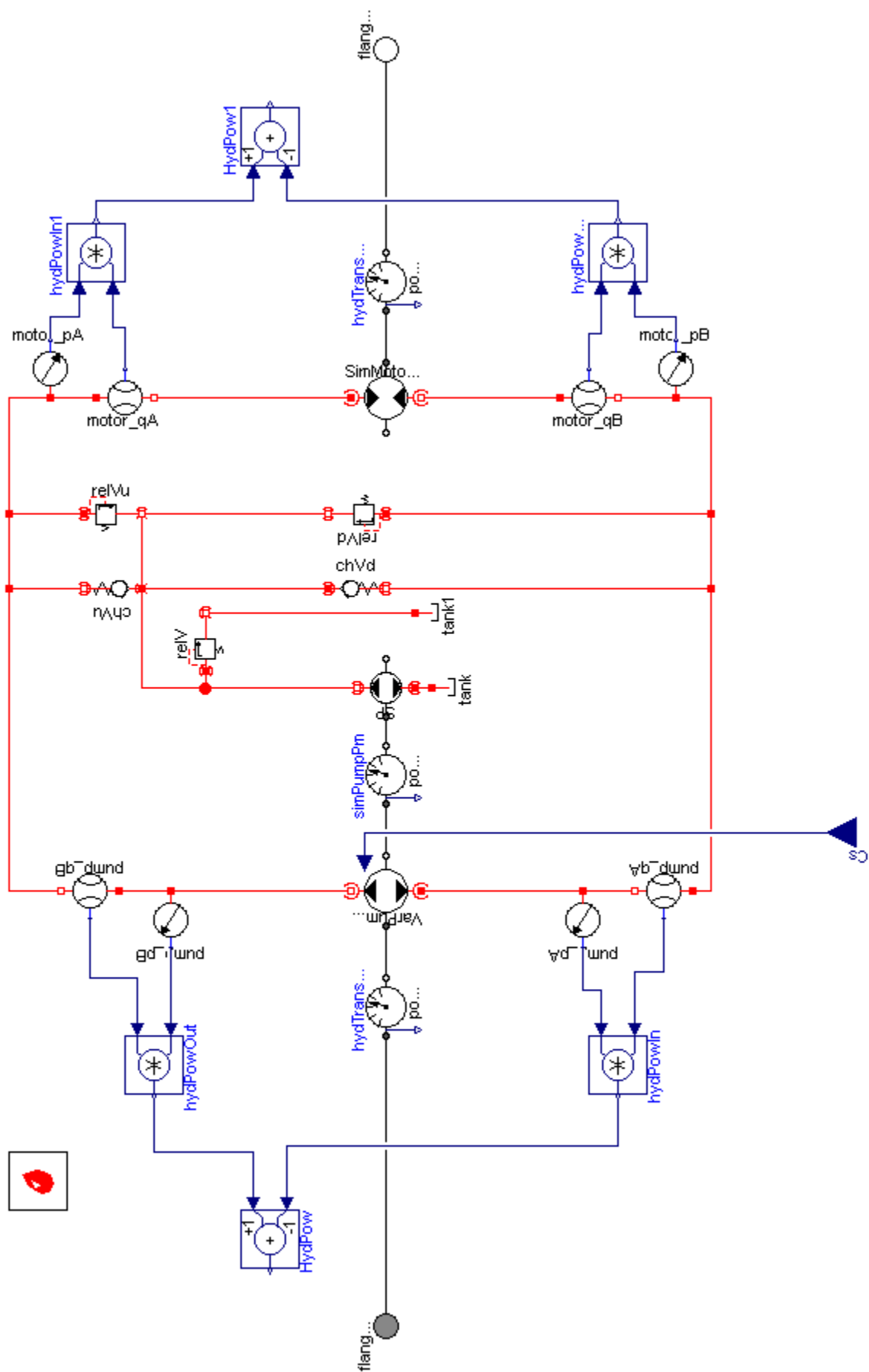


Figura 4. 2 Componenti della trasmissione idraulica

Pompa idraulica principale

La pompa idraulica principale è stata modellata con il sottomodello appositamente creato e già descritto nel cap.2.

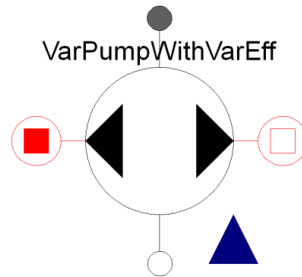


Figura 4. 3 Componente pompa principale

Oltre alle tabelle relative alla cilindrata e alle efficienze, è necessario impostare l'inerzia della pompa. Per essa è stato preso un valore dello stesso ordine di grandezza dell'inerzia del motore a combustione interna, pari a $0,01755 \text{ kg/m}^2$.

Tramite la flangia grigia *flange_a* (fig.4.2) la pompa riceve la potenza meccanica dal motore a combustione interna, mentre tramite la flangia bianca *flange_b* essa porta in rotazione la pompa di carico.

Infine l'interfaccia *Cs* trasmette alla pompa il valore della cilindrata relativa comandato dal pilota.

Pompa idraulica secondaria

La pompa idraulica secondaria, o di carico, è stata modellata con il componente *simple pump*, che rappresenta una pompa reale a cilindrata costante.

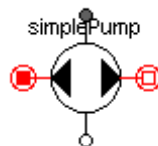


Figura 4. 4 Componente pompa di carico

Questo componente è del tutto analogo alla *variable pump*, tranne che per l'assenza dell'interfaccia con cui si comanda la cilindrata.

Non avendo informazioni relative a questa pompa, la sua cilindrata è stata posta pari a $4\text{e-}6 \text{ m}^3$, valore che consente di ottenere una pressione di alimentazione della pompa principale di circa 10 bar.

Per l'inerzia e le conduttanze interna ed esterna, invece, sono stati utilizzati gli stessi valori della pompa principale.

Di seguito si riporta la finestra di dialogo del componente.

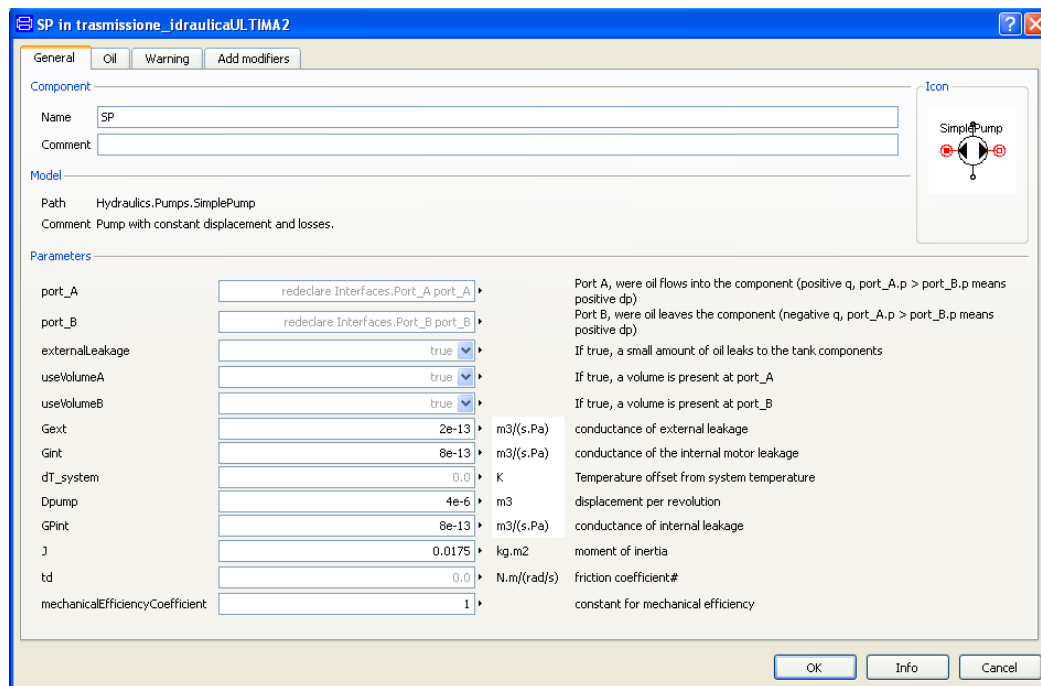


Figura 4. 5 Finestra di dialogo della pompa di carico

Motore idraulico

Il motore idraulico è stato modellato con il sottomodulo appositamente creato e già descritto nel cap.3.

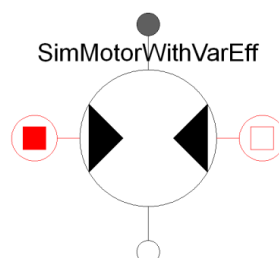


Figura 4. 6 Componente motore idraulico

La cilindrata del motore è stata presa pari a $33\text{e-}5 \text{ m}^3$, mentre l'inerzia è stata presa pari a $0,01755 \text{ kg/m}^2$, come per la pompa.

Il motore, tramite la flangia bianca *flange_b*, è collegato alle ruote del veicolo, cui trasmette il moto.

Valvole di scarico

Le tre valvole di scarico sono state modellate con il componente *relief valve*, che rappresenta appunto una valvola di scarico.



Figura 4. 7 Componente relief valve

Per caratterizzare questo componente è necessario impostare due pressioni, come intuibile anche dal grafico che mostra la caratteristica della valvola.

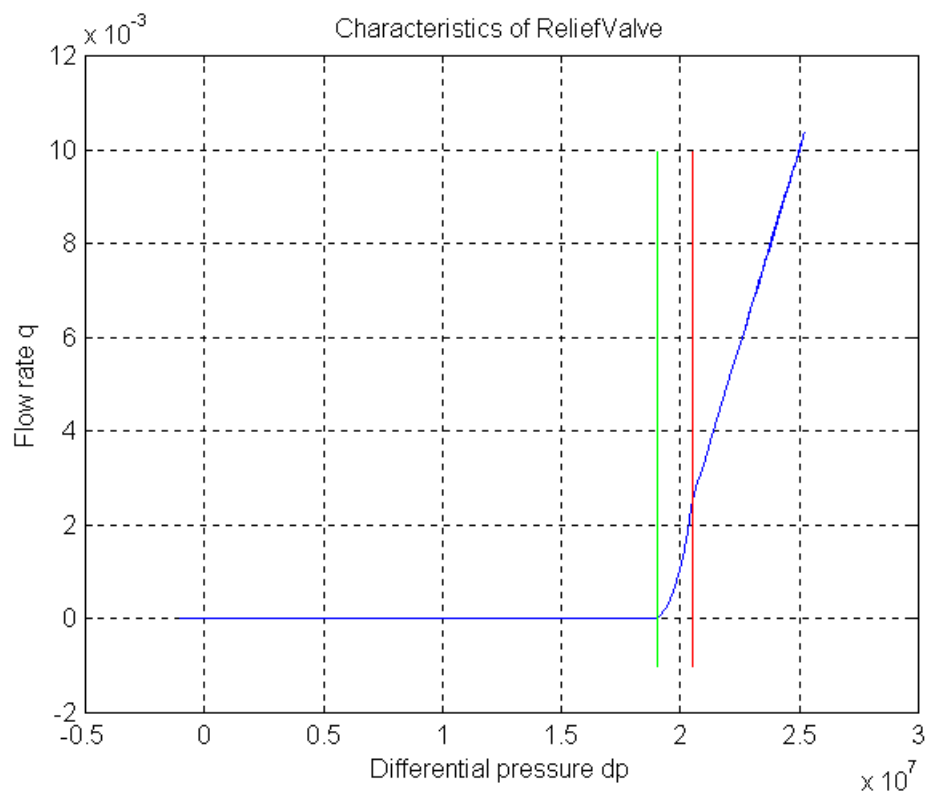


Figura 4. 8 Curva caratteristica della relief valve

La pressione detta *pclosed* rappresenta il valore al di sotto del quale la valvola è chiusa; la *popen*, invece, è la pressione oltre la quale la valvola è completamente aperta e si ha lo scarico del fluido. Per pressioni comprese tra questi due valori la valvola risulta parzialmente aperta.

Una delle tre valvole di scarico è collegata alla pompa secondaria ed ha lo scopo di non far superare il valore desiderato alla pressione di alimentazione della pompa principale. Essendo tale valore pari a 10 bar, le pressioni *pclosed* e *popen* della valvola sono state imposte rispettivamente pari a 10 bar e 10,5 bar.

Le altre due valvole, invece, impediscono che la pressione del circuito superi quella massima ammissibile, pari a circa 17 MPa. Pertanto entrambe le valvole sono state regolate nell'intorno di questa pressione.

Valvole di non ritorno

Le due valvole di non ritorno sono state modellate con il componente *check valve*, che rappresenta appunto una valvola di non ritorno.

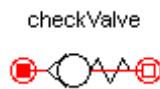


Figura 4. 9 Componente check valve

Anche per questo componente è necessario definire le due pressioni limite che ne definiscono il range operativo.

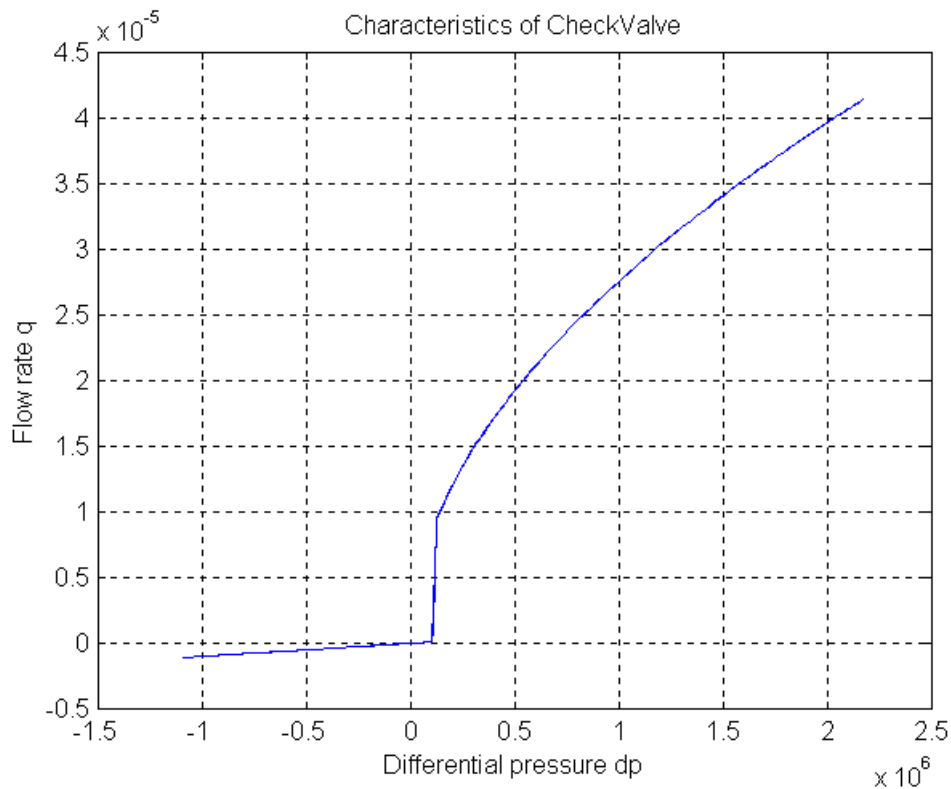


Figura 4. 10 Curva caratteristica della check valve

Per entrambe le valvole sono state scelte pressioni pari a 1 bar e 1,25 bar.

Serbatoi

I due blocchi serbatoi sono stati usati per modellare rispettivamente l'alimentazione della pompa di carico e lo scarico della relativa valvola di sfogo.



Figura 4. 11 Blocco elemento serbatoio

Questo elemento rappresenta un serbatoio reale, come già descritto nel cap.2.

Il serbatoio della pompa di carico è stato precaricato, per evitare che, per effetto dell'aspirazione della stessa durante il suo funzionamento, la pressione possa scendere al di sotto di quella atmosferica.

Il serbatoio di scarico, invece, non è stato precaricato, non sussistendo il rischio suddetto.

Potenza meccanica entrante

Il blocco *hydTransPin* è un sensore che misura la potenza meccanica entrante nella trasmissione, ovvero la potenza trasmessa dal motore a combustione interna alla pompa principale.

Essendo presenti due trasmissioni idrauliche identiche collegate in parallelo tra loro ed in serie al motore a combustione interna, la potenza meccanica misurata da ciascun sensore sarà pari a metà della potenza totale erogata dal motore.

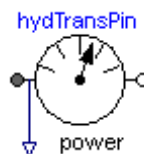


Figura 4. 12 Blocco sensore di potenza

Potenza meccanica pompa secondaria

Il blocco *simPumpPin* è un sensore che misura la potenza meccanica trasmessa dalla pompa principale a quella secondaria.

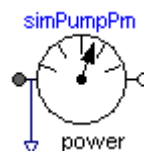


Figura 4. 13 Blocco sensore di potenza

Potenza meccanica uscente

Il blocco *hydTransPout* è un ultimo sensore di potenza, che fornisce il valore della potenza meccanica uscente dalla trasmissione, ovvero la potenza trasmessa dal motore idraulico alle ruote, tramite il riduttore.

Anche in questo caso, essendo le due trasmissioni idrauliche collegate in parallelo tra loro ed in serie all'elemento ruota, la potenza meccanica misurata da ciascun sensore sarà pari a metà della potenza totale trasmessa alle ruote.

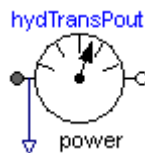


Figura 4. 14 Blocco sensore di potenza

4.2 Modellazione della trasmissione meccanica

Riduttore

La trasmissione a catena esistente tra il motore idraulico e le ruote è stata modellata tramite il componente *lossy gear*. Il termine *lossy* sta a specificare che questo modello tiene conto delle perdite dovute agli attriti presenti nella trasmissione reale.

Il rendimento del riduttore è stato posto pari a 0,98. Il valore del rapporto di trasmissione utilizzato è di 1,933.

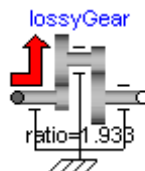


Figura 4. 15 Elemento riduttore

Ruota ideale

Semplice modello cinematico di una ruota ideale senza inerzia e con resistenza al rotolamento nulla; ha lo scopo di trasformare il moto da rotatorio a traslatorio.

Il raggio di rotolamento da inserire nella finestra di dialogo è stato ricavato dai dati disponibili sulla trasmissione. Esso risulta pari a circa 0,3 m.

Per semplicità è stata modellata una sola ruota, essendo superfluo inserirne un'altra se non si effettuano simulazioni relative ad operazioni di sterzata.

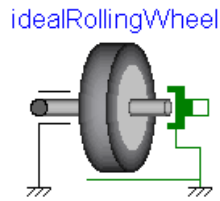


Figura 4. 16 Elemento ruota

Sensori di potenza meccanica

L'elemento della fig.4.17 è un sensore che misura la potenza meccanica totale fornita dalle due trasmissioni idrauliche, a monte del riduttore.

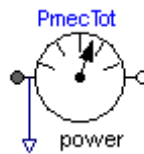


Figura 4. 17 Sensore di potenza meccanica

Un altro sensore, identico al precedente, misura invece la potenza meccanica che effettivamente viene trasmessa alle ruote, ovvero ridotta rispetto a quella totale a causa del rendimento del riduttore che è inferiore all'unità.

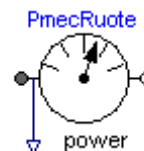


Figura 4. 18 Sensore di potenza meccanica

Massa del veicolo

Questo elemento rappresenta una massa traslante e serve a modellare quella del veicolo. Il valore utilizzato è di circa 1600 kg, che corrispondono al peso della macchina a vuoto più il carico operativo.

Il componente consente anche di impostare la lunghezza del corpo di cui si rappresenta la massa. Tale lunghezza è stata presa pari a circa 2,5 m.

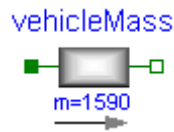


Figura 4. 19 Elemento massa

Forza resistente

La forza che si oppone al moto del veicolo è stata modellata con il seguente elemento.

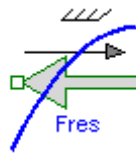


Figura 4. 20 Blocco forza resistente

Tale forza è data dalla somma di un termine costante, che tiene conto dell'attrito di rotolamento e della pendenza della strada, e di un termine quadratico dovuto alla resistenza aerodinamica.

Nel caso di strada piana, l'espressione è la seguente:

$$Fr = A + Bv^2 = f_0mg + 0,5\rho C_x Sv^2 \quad (4.1)$$

dove i simboli hanno il seguente significato:

Fr: forza resistente in N

$f_0=0,013$: coefficiente di resistenza al rotolamento

m : massa del veicolo in kg

$g=9,81 \text{ m/s}^2$: accelerazione di gravità

$\rho=1,225 \text{ kg/m}^3$: densità dell'aria

$C_x=0,65$: coefficiente di resistenza aerodinamica del veicolo

$S=2 \text{ m}^2$: superficie frontale del veicolo

v : velocità di avanzamento del veicolo in m/s.

Forza di sovraccarico

Per simulare il caso in cui la macchina operatrice debba, oltre a spostarsi, effettuare anche operazioni di scavatura, è stata inserita una forza aggiuntiva, modellata con un componente che rappresenta un gradino di forza.

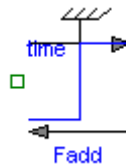


Figura 4. 21 Elemento forza di sovraccarico

Impostando l'istante in cui tale forza passa dal valore nullo a quello desiderato, si può così inserire nella simulazione, al momento opportuno, la resistenza aggiuntiva che la macchina deve vincere.

La forza di sovraccarico è stata presa pari a 3500 N.

4.3 Modellazione del conducente

Il comportamento del conducente che è alla guida del veicolo è stato modellato con il blocco *Driver* (fig.4.22), caratterizzato da due interfacce.

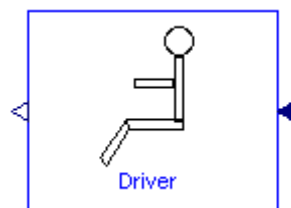


Figura 4. 22 Blocco Driver

Internamente è costituito da un regolatore PI, cioè un regolatore o controllore ad azione proporzionale e integrale, e da un limitatore:

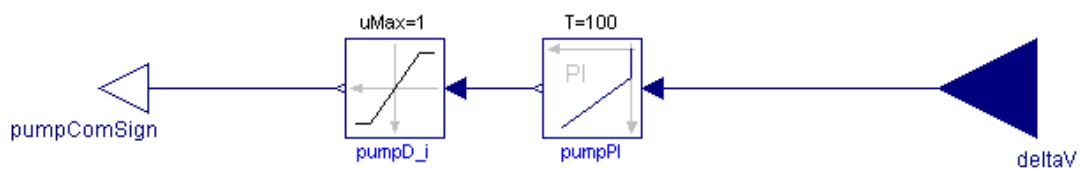


Figura 4. 23 Componenti del blocco driver

Così come il conducente reale agisce sul manipolatore di comando delle pompe idrauliche, per regolare la velocità del veicolo affinché esso segua il ciclo desiderato, il regolatore, in base al segnale in ingresso *deltaV*, costituito dalla differenza tra velocità imposta dal ciclo di riferimento e velocità del veicolo misurata istante per istante, fornisce in uscita il segnale di comando per la cilindrata delle pompe.

Siccome tale segnale deve necessariamente essere compreso tra -1 ed 1, l'uscita del regolatore è inviata al limitatore, regolato sui suddetti valori di soglia.

I valori dei parametri guadagno e costante di tempo del regolatore devono essere scelti in maniera tale da rendere minimo lo scarto tra velocità effettiva e velocità di riferimento. Seguendo questo criterio, il guadagno è stato imposto pari a 500 e la costante di tempo pari a 100 s.

Ciclo di riferimento

Il blocco *vehicleVrif* contiene il ciclo di riferimento che il conducente deve seguire.

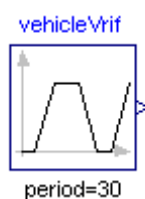


Figura 4. 24 Blocco ciclo di riferimento

Il ciclo scelto, che ha un periodo di 30 s, prevede un'accelerazione di 5 s fino al raggiungimento della velocità massima, pari a 7 km/h, 10 s di avanzamento a velocità costante ed infine una decelerazione, sempre di 5 s, fino a tornare a velocità nulla.

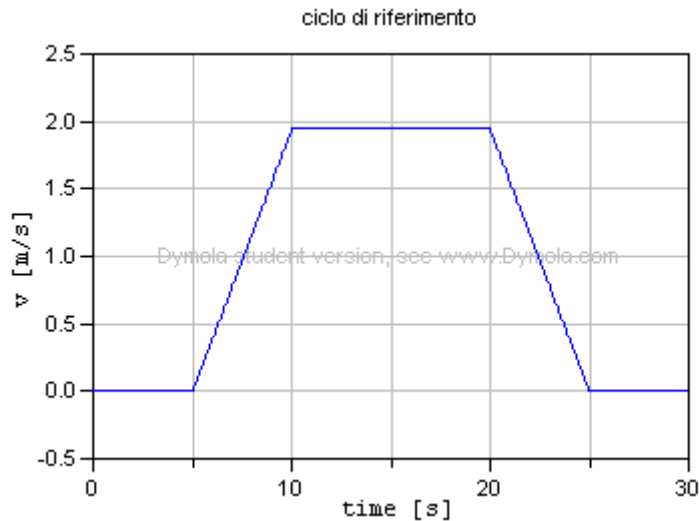


Figura 4. 25 Ciclo di riferimento

Feedback

Il blocco *delta_v* è un elemento feedback, necessario per inviare al blocco driver il segnale di scarto tra la velocità di riferimento, proveniente dal blocco del ciclo, e quella effettiva del veicolo, misurata istante per istante da un apposito sensore.

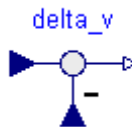


Figura 4. 26 Elemento feedback

Sensore di velocità

Il blocco *vehicleSpeed* è un sensore di velocità traslazionale, che misura la velocità del veicolo istante per istante e la invia all'ingresso sottraente del feedback.

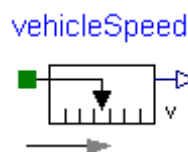


Figura 4. 27 Elemento sensore di velocità

4.4 Modellazione del motore a combustione interna

Il blocco *MCI* rappresenta il motore a combustione interna.

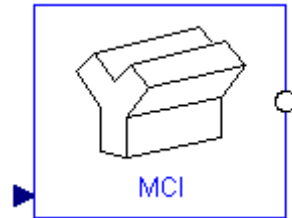


Figura 4. 28 Blocco motore a combustione interna

Esternamente presenta due interfacce: una di segnale e una meccanica.

Tramite la flangia il blocco è collegato alle due trasmissioni idrauliche, al fine di trasmettere la potenza meccanica alle pompe. Tramite l'interfaccia di segnale, invece, riceve un comando di velocità per il diesel.

Infatti nel veicolo considerato l'operatore effettua il controllo di velocità agendo sulla cilindrata delle due pompe idrauliche, mentre il motore a combustione interna viene mantenuto a velocità costante.

Internamente è costituito dai componenti mostrati in figura:

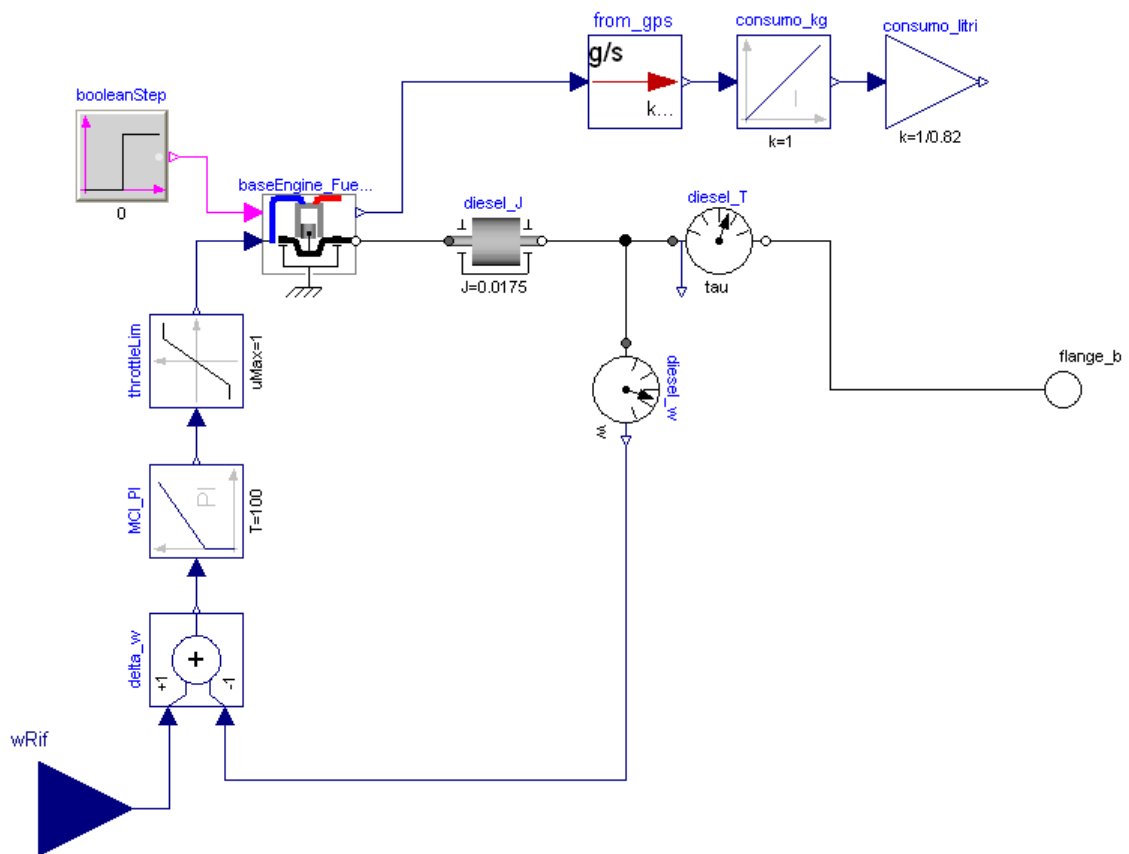


Figura 4. 29 Componenti interni del blocco MCI

Modello base di motore

L'elemento principale è il *baseEngine_fuelFlow*, che rappresenta il motore vero e proprio.

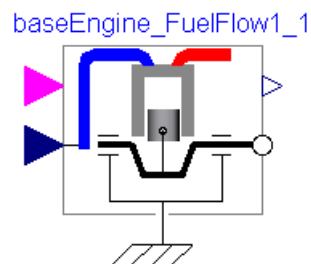


Figura 4. 30 Elemento motore a combustione interna

Questo blocco è un modello base di motore che determina la coppia sviluppata dal motore ed il flusso di combustibile in ingresso ad esso, in funzione del carico e della velocità di rotazione del motore stesso.

Il software individua la coppia e il flusso di combustibile tramite l'interpolazione lineare dei valori contenuti in due look-up table; esse contengono, rispettivamente, i valori di coppia e di flusso di combustibile per diversi valori del carico e del numero di giri del motore.

Il motore presente sul veicolo è un motore ad accensione spontanea da 15 kW.

Relativamente ad esso, gli unici dati disponibili sono relativi alle condizioni di massimo carico (fig.4.31).

Il modello di motore, invece, necessita dei valori di coppia e di consumo di combustibile relativi anche a condizioni di carico intermedie.

Pertanto, a partire dalla curva di coppia e da quella di consumo specifico fornite, sono stati ricavati i rispettivi valori a carichi inferiori effettuando una semplice scalatura.

Per quanto le curve ottenute siano sufficienti al funzionamento del componente motore, e quindi dell'intero modello, è necessario sottolineare che esse non corrispondono, con buona probabilità, a quelle effettive del motore. Esso pertanto presenterà un comportamento sensibilmente differente da quello reale.

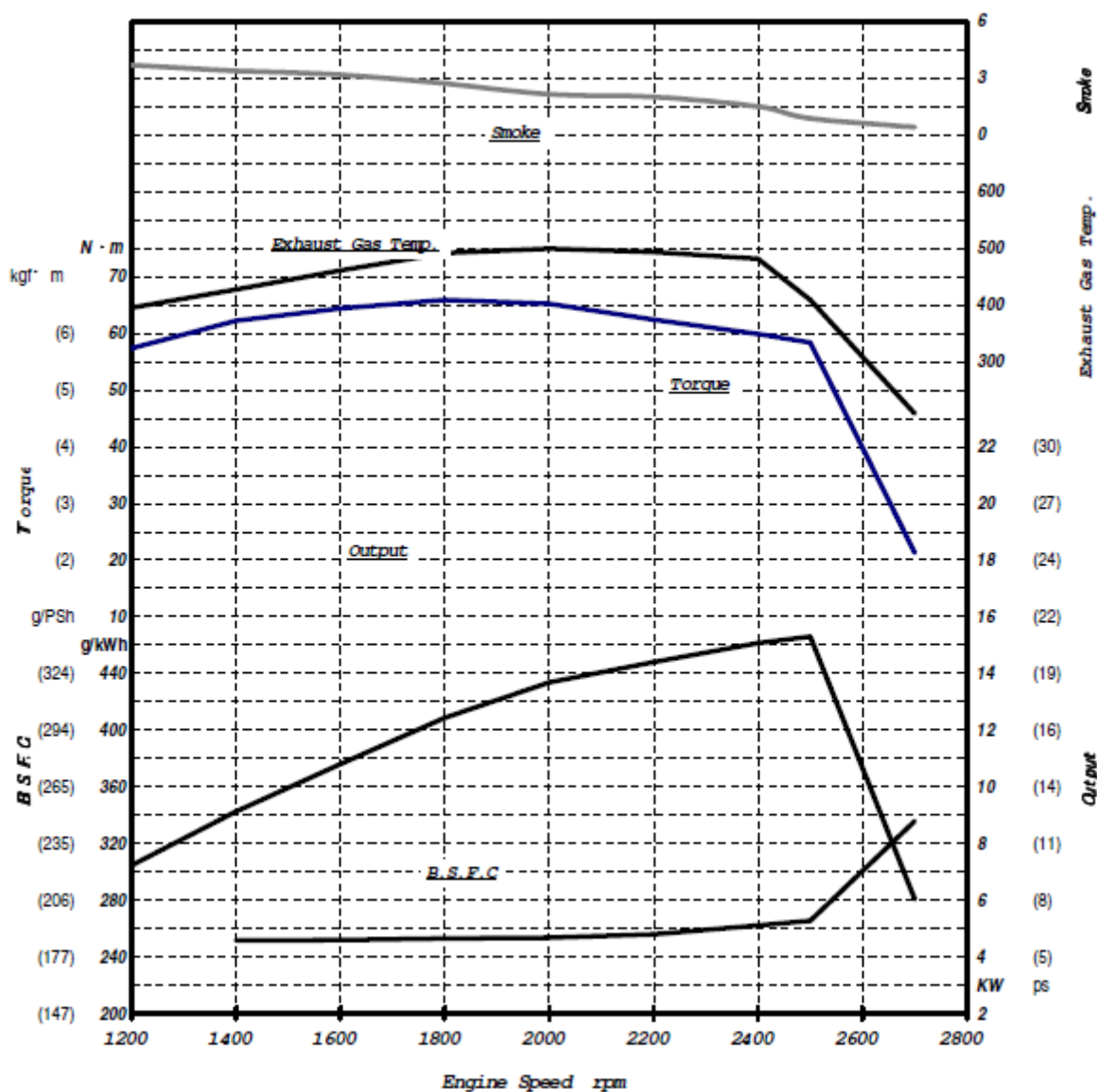


Figura 4. 31 Curve motore Yanmar

La figura seguente mostra la finestra di dialogo del componente motore contenente la tabella relativa alla mappa della coppia.

table

table

Rows10Columns7

	1	2	3	4	5	6	7	
1	0	0	0.2	0.4	0.6	0.8	1	
2	1200	0	11.5	23	34.5	46	57.5	
3	1400	0	12.5	25	37.5	50	62.5	
4	1600	0	12.9	25.8	38.7	51.6	64.5	
5	1800	0	13.3	26.6	39.9	53.2	66.5	
6	2000	0	13	26	39	52	65	
7	2200	0	12.5	25	37.5	50	62.5	
8	2400	0	12	24	36	48	60	
9	2500	0	11.68	23.36	35.04	46.72	58.4	
10	2700	0	4.3	8.6	12.9	17.2	21.5	

OKCancelLoadSavePlot >>>

Figura 4. 32 Tabella della mappa della coppia

Le curve ottenute dai suddetti valori sono riportate in fig.4.33.

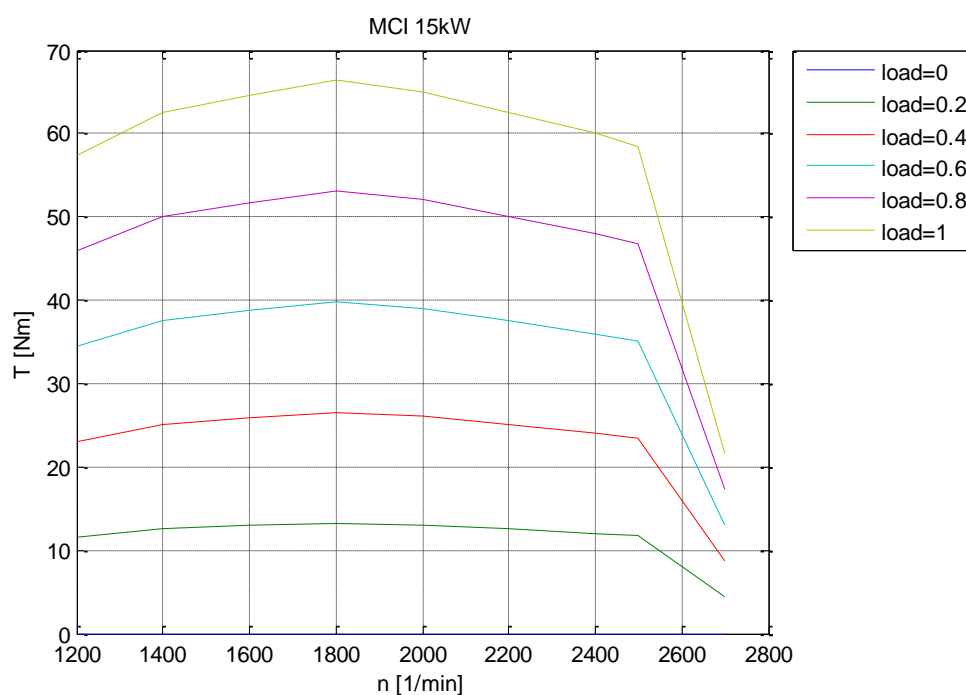


Figura 4. 33 Curve di coppia del motore al variare del carico

Le fig.4.34 e 4.35 mostrano, rispettivamente, la tabella e le curve relative al consumo di combustibile.

fuelTable										
fuelTable										
Rows	7		Columns 10							
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	0	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400	2500	2700
2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
3	0.2	0.100	0.127	0.150	0.175	0.192	0.206	0.219	0.224	0.114
4	0.4	0.201	0.255	0.300	0.351	0.384	0.413	0.437	0.448	0.228
5	0.6	0.301	0.382	0.450	0.526	0.576	0.619	0.656	0.673	0.342
6	0.8	0.401	0.509	0.600	0.702	0.768	0.826	0.875	0.897	0.457
7	1	0.502	0.636	0.750	0.877	0.961	1.032	1.093	1.121	0.571

Figura 4. 34 Tabella della mappa del consumo di combustibile

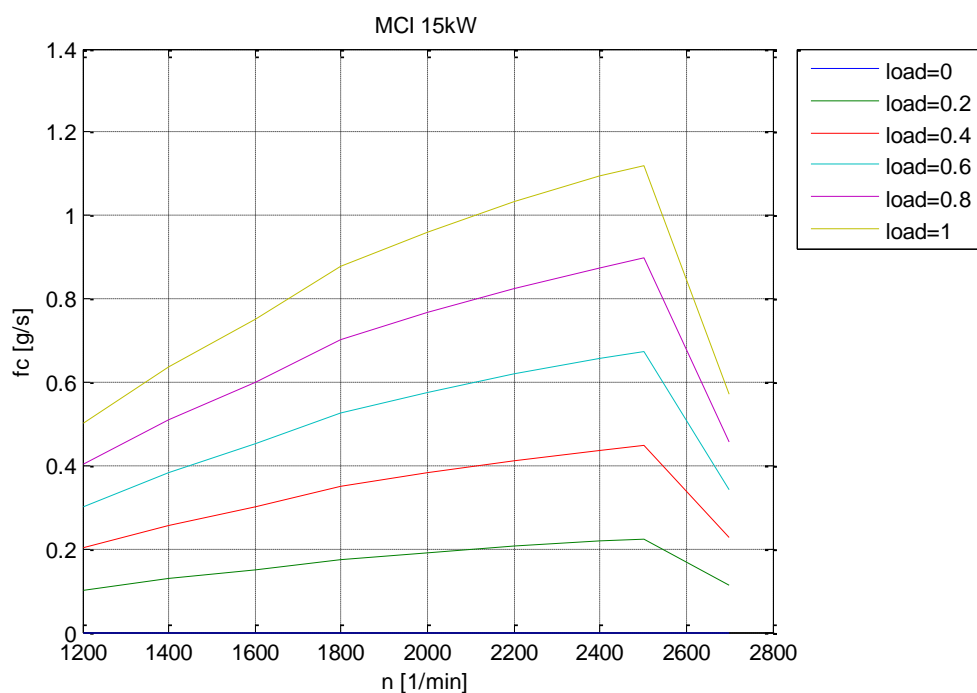


Figura 4. 35 Curve di consumo di combustibile del motore al variare del carico

Inerzia

Il componente *diesel_J* è un elemento inerzia, che serve appunto a modellare l'inerzia del motore. Il valore stimato, ipotizzando che l'energia cinetica del motore sia il 20% di quella del veicolo alla massima velocità, è di 0,0175 kg/m².

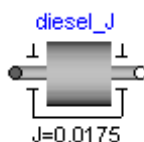


Figura 4. 36 Elemento inerzia

Sensore di velocità angolare

L'elemento *diesel_w* è semplicemente un sensore che misura la velocità angolare del motore.

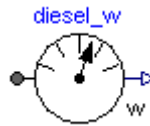


Figura 4. 37 Elemento sensore di velocità angolare

Sensore di coppia

L'elemento *diesel_T* è un sensore che misura la coppia sviluppata dal motore.

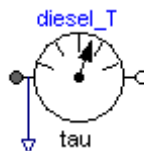


Figura 4. 38 Elemento sensore di coppia

Scarto di velocità

L'elemento *delta_w* è un blocco di sottrazione che calcola la differenza tra la velocità di rotazione effettiva del motore e quella di riferimento.

Questo valore è necessario per mantenere il diesel alla velocità costante imposta.

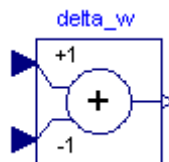


Figura 4. 39 Elemento sottrazione

Controllore PI

L'elemento *MCI_PI* è un blocco regolatore proporzionale-integrale che riceve in ingresso lo scarto di velocità angolare e fornisce in uscita il valore del carico normalizzato, necessario all'elemento motore.

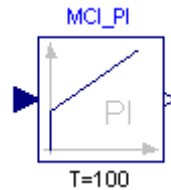


Figura 4. 40 Elemento controllore

I valori dei parametri guadagno k e costante di tempo T del regolatore sono stati scelti in modo tale da far posizionare il motore alla velocità ottimale voluta nel minor tempo e con il minor errore possibile. Seguendo questo criterio, il valore scelto per il guadagno è stato di 1 e quello della costante di tempo di 100 s.

Limitatore

L'elemento *throttleLim* è un blocco limitatore, che serve per evitare che il valore del carico normalizzato, che si ha in uscita dal regolatore, superi i valori minimo e massimo ammissibili, rispettivamente 0 e 1. Finché il carico rimane all'interno di questo range, il segnale passa inalterato, ma, se dovesse superare la soglia massima, si avrebbe in uscita un valore pari al limite massimo stesso, cioè 1.

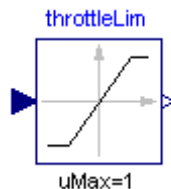


Figura 4. 41 Elemento limitatore

Gradino booleano

L'elemento *booleanStep* è un blocco che genera un gradino di tipo booleano ed ha la funzione di bloccare o meno il flusso di combustibile che arriva al motore.

Il termine booleano significa che l'uscita di questo elemento è data da un segnale, che può assumere solo due valori: vero o falso.

In questo caso in uscita si ha sempre il valore vero, perché il combustibile deve fluire continuamente al motore; il valore falso implicherebbe l'interruzione del flusso di combustibile, con conseguente spegnimento del motore stesso.

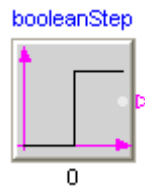


Figura 4. 42 Elemento gradino booleano

Il numero 0 che compare sotto il componente non ne indica il valore, ma l'istante di tempo di inizio del gradino.

Elemento di conversione

L'elemento *from_gps* è un blocco che ha la funzione di convertire l'unità di misura del flusso di combustibile da grammi al secondo a chilogrammi al secondo.

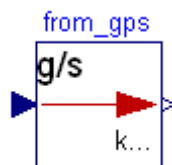


Figura 4. 43 Elemento di conversione

Integratore

L'elemento *consumo_kg* serve per integrare il flusso di combustibile in un determinato intervallo di tempo, così da ottenere il consumo totale di combustibile in kg.

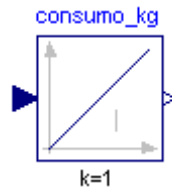


Figura 4. 44 Elemento integratore

Guadagno

L'elemento *consumo_litri* ha la funzione di convertire i kg totali di combustibile consumati dal motore in litri. Il valore del guadagno è stato posto pari a $1/0,82$ poiché il combustibile usato è gasolio per autotrazione, la cui densità è circa $0,82 \text{ kg/dm}^3$.

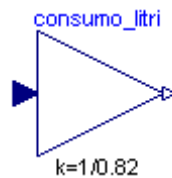


Figura 4. 45 Elemento guadagno

A differenza di quanto avviene per altri tipi di veicolo, i consumi di una macchina operatrice vengono misurati in l/h. Pertanto non risulta necessario rilevare lo spazio percorso dal mezzo.

Velocità di riferimento

Anche se l'elemento *MClwRif* non è interno al blocco del motore a combustione interna, è comunque dedicato al suo funzionamento.



Figura 4. 46 Elemento rampa

Esso infatti è un segnale a rampa, della durata di 5 secondi, che invia al blocco motore la velocità di riferimento per quest ultimo. Il valore scelto è di 262 rad/s, che corrispondono a circa 2500 rpm, ovvero alla velocità nominale del motore.

La fig.4.48 mostra il sistema di propulsione idraulica nel suo completo.

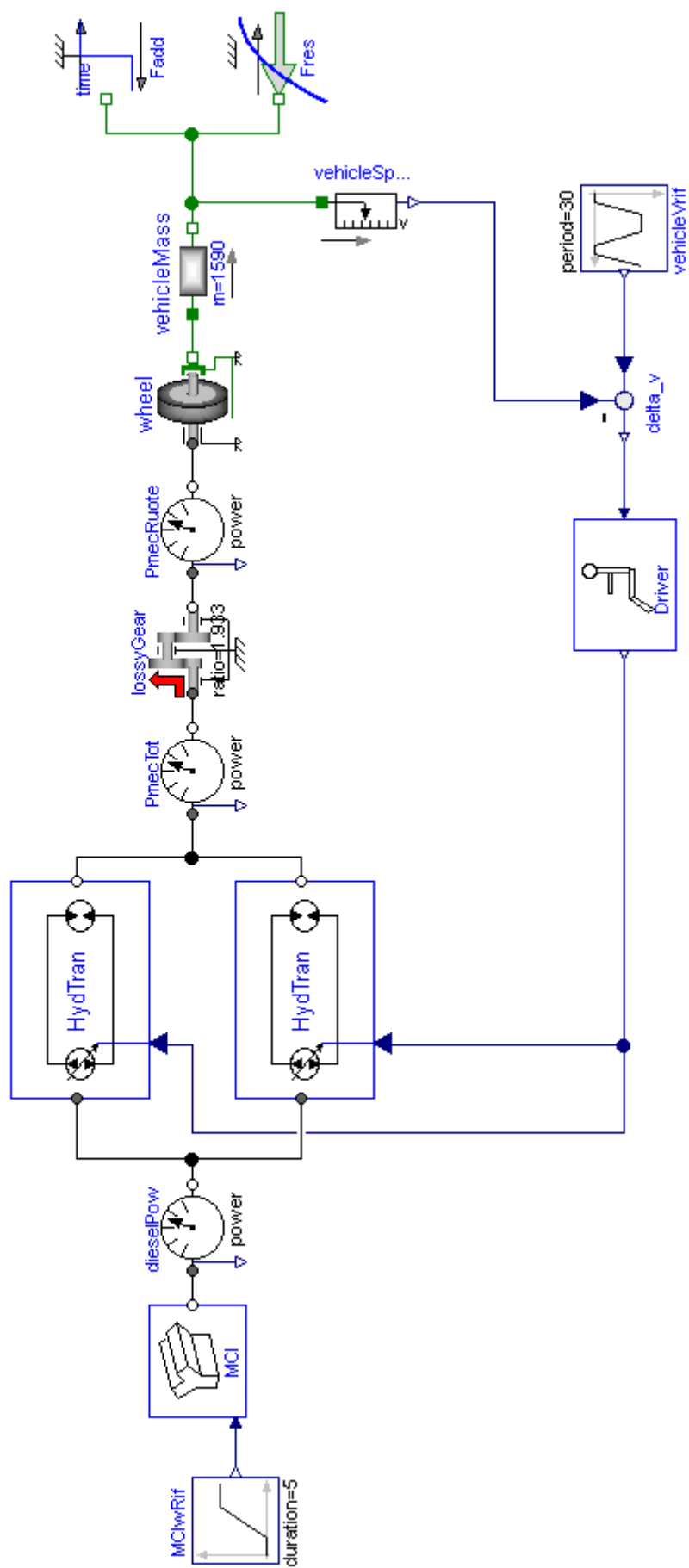


Figura 4. 47 Modello completo del sistema di propulsione idraulica

5. PROPULSIONE INNOVATIVA DI TIPO IBRIDO SERIE

A partire dallo schema dell'attuale veicolo, è stato sviluppato un nuovo modello della macchina, caratterizzato da un sistema di propulsione innovativa di tipo ibrido serie. Il nuovo power train fa riferimento allo schema generale di un veicolo ibrido serie, riportato in figura.

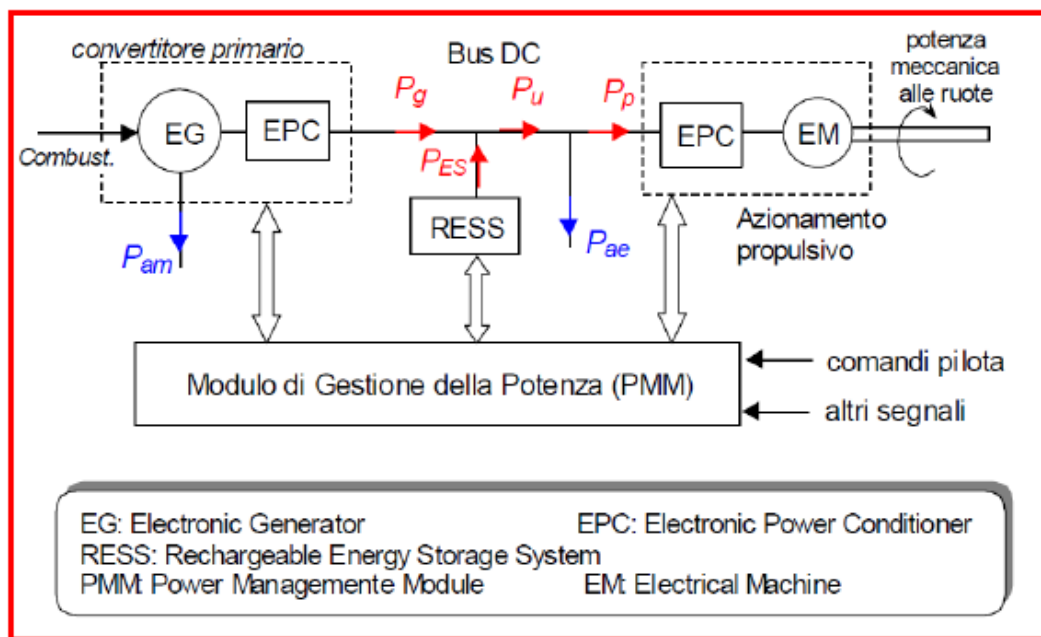


Figura 5. 1 Schema generale di un veicolo ibrido serie

Scopo di questo capitolo è illustrare come si è proceduto nella realizzazione di tale modello.

Analogamente al caso del sistema di propulsione idraulica, la trattazione riguarda soltanto i componenti del power train del veicolo e comprende la rappresentazione di entrambi gli azionamenti propulsivi.

Il modello è stato creato adattando al caso in esame uno schema, precedentemente costruito, relativo al sistema di propulsione di un autobus ibrido di tipo serie.

Di seguito si riportano i vari componenti, accompagnati, quando necessario, da una descrizione che spiega la funzione che ciascuno di essi ha all'interno del modello.

5.1 Modellazione del sistema di accumulo

Batteria

Per modellare l'accumulatore elettrochimico presente a bordo del veicolo è stato utilizzato l'elemento batteria. Tale componente schematizza una batteria con resistenza interna e tiene conto dello stato di carica (*state of charge* - SOC) della batteria stessa.

In questo elemento, il legame tra la tensione della singola cella e il SOC è di tipo lineare; nelle batterie reali, invece, il legame è non lineare. Per rendere il modello più accurato, sarebbe necessario realizzare l'elemento batteria con un comportamento più aderente alla realtà, ma ciò non è stato fatto perché, in prima approssimazione, ha poca rilevanza per lo scopo del presente lavoro.

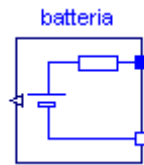


Figura 5. 2 Elemento batteria

Per determinare il numero di celle da porre in serie all'interno della batteria è necessario stabilire la tensione efficace delle macchine elettriche degli azionamenti propulsivi. Posto questo valore pari a 230 V, con riferimento alla fig.5.3, si deve avere:

$$V_d/2 > V_{eff}(2/3)^{1/2} \quad (5.1)$$

da cui si ricava che la tensione minima fornita dalla batteria deve essere di circa 376 V.

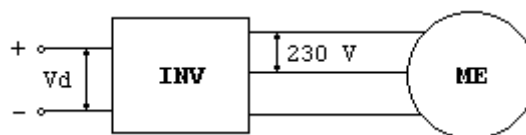


Figura 5. 3 Schema per il calcolo della tensione della batteria

Considerando delle celle al litio con tensione minima di cella $V_{\min}=2,7$ V, si ottiene, detto n_s il numero di celle in serie:

$$V_{\min}n_s > 376 \text{ V} \quad (5.2)$$

da cui segue che le celle in serie devono essere almeno 140.

Per stabilire la carica nominale della singola cella si è imposto che la batteria debba essere in grado di fornire un'energia pari a all'energia cinetica del veicolo quando si sposta alla velocità massima.

L'energia fornita dalla batteria è:

$$E = CV_{\text{med}}n_s \quad (5.3)$$

dove C è la capacità della singola cella, espressa in Ah, e V_{med} è la tensione media della stessa.

L'energia cinetica del veicolo è invece:

$$E_c = 0,5mv_{\max}^2 \quad (5.4)$$

dove m è la massa del veicolo e v_{\max} la sua velocità massima.

Considerando che le suddette celle al litio hanno una tensione massima di cella $V_{\max}=4,2$ V, che la massa del veicolo con il carico operativo è di circa 1600 kg e che la sua velocità massima è di 7 km/h, si ottiene $C = 7$ Ah.

La carica nominale Q_n è la carica elettrica che la cella è in grado di erogare quando, partendo dalla condizione di massima carica (SOC=1), viene scaricata con una corrente costante e pari a quella nominale; la sua unità di misura è il Coulomb ($C=As$). Pertanto il valore di Q_n si è dato da:

$$Q_n = 7 \text{ Ah} \cdot 3600 \text{ s} \quad (5.5)$$

Il valore della resistenza interna della cella R_s è stata calcolata dall'espressione dell'efficienza massima della batteria, riportata nel software.

$$\eta = (V_{\min} + V_{\max} - 2R_s I_{cd}) / (V_{\min} + V_{\max} - 2R_s I_{cd}) \quad (5.6)$$

dove I_{cd} è la corrente di carica/scarica della cella, supposta pari a 7 A.

Ipotizzando un'efficienza della cella del 90%, si ottiene:

$$R_s = 0,0152 \, \Omega \quad (5.7)$$

Nella figura seguente è riportata la finestra di dialogo dell'elemento batteria in cui si vedono i valori assegnati ai vari parametri della singola cella.

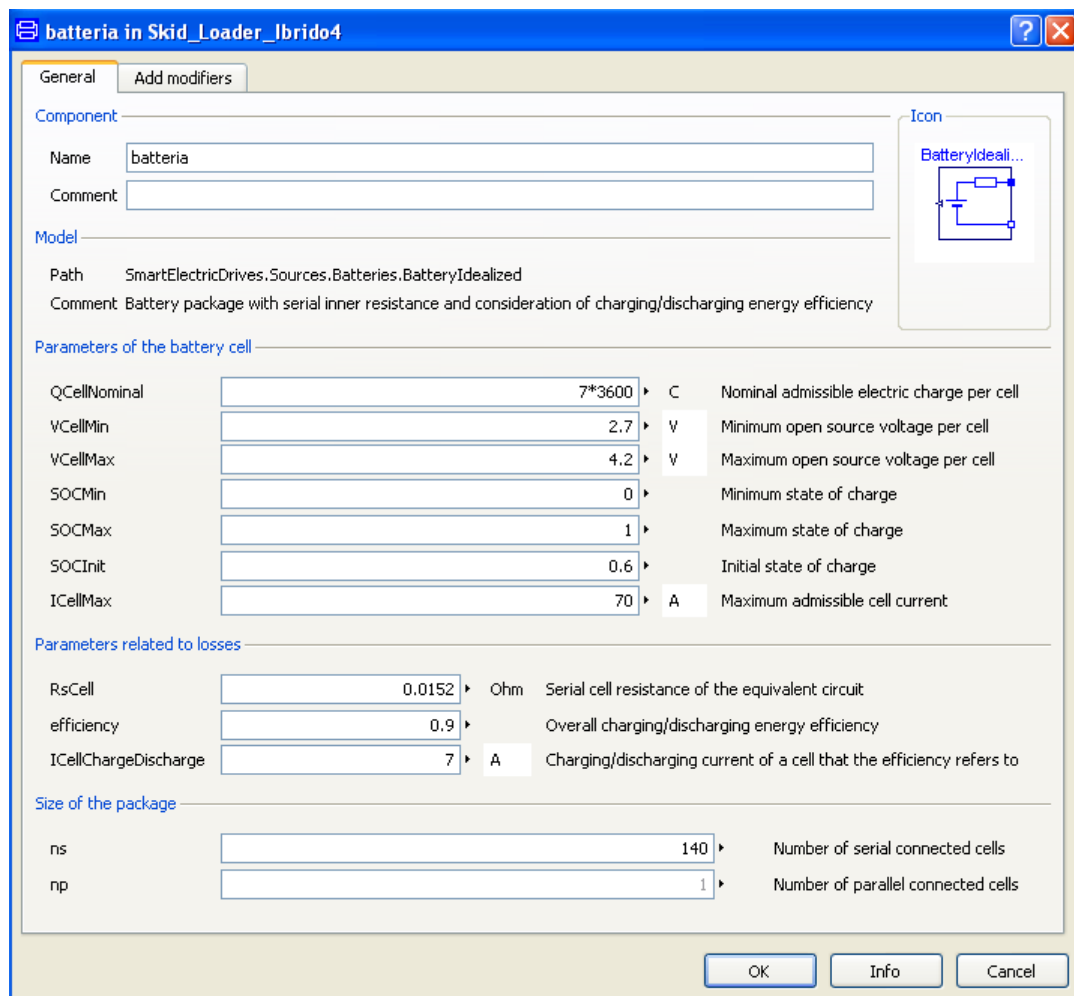


Figura 5. 4 Finestra di dialogo dell'elemento batteria

Ground

L'elemento *ground* rappresenta la messa a terra e deve essere necessariamente presente quando si realizza un modello contenente un circuito elettrico, pena il non funzionamento del modello stesso.



Figura 5. 5 Elemento ground

Potenza batteria

L'elemento *PBatteria* è un sensore di potenza che misura la potenza elettrica istantanea erogata dalla batteria.

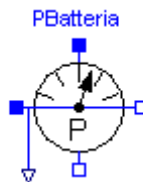


Figura 5. 6 Elemento sensore di potenza

5.2 Modellazione dell'azionamento propulsivo

Ciascuno dei due azionamenti propulsivi, che generano la potenza necessaria per far avanzare il veicolo, è stato modellato con il sottosistema mostrato in figura.



Figura 5. 7 Blocco azionamento propulsivo

Esternamente è caratterizzato da due poli, uno positivo e uno negativo, che servono per collegarlo alla batteria, da una flangia, attraverso cui scambia la

Al suo interno, invece, è costituito dai seguenti elementi (fig.5.8):

-

Macchina elettrica

100



Figura 5. 9 Elemento macchina elettrica

La macchina elettrica dell'azionamento propulsivo dell'autobus è da 88,4 kW. Per la macchina operatrice, invece, sono stati scelti due motori elettrici da 5 kW ciascuno e 230 V di tensione di alimentazione, date le minori potenze coinvolte. Per ottenere i valori delle grandezze necessarie dai dati disponibili, è sufficiente considerare che le impedenze, espresse in per unit, rimangono costanti quando si passa da una macchina ad un'altra dello stesso tipo, ma scalata per quanto riguarda le dimensioni:

$$Z_{pu} = Z / Z_n \quad (5.8)$$

$$Z_n = U^2 / P_n \quad (5.9)$$

dove Z_{pu} è l'impedenza in per unit, Z_n è l'impedenza nominale, P_n è la potenza nominale e U è la tensione di alimentazione.

Essendo il rapporto tra le impedenze pari a

$$Z_2 / Z_1 = ((230V)^2 / 5000W) / ((400V)^2 / 88400W) = 5,845 \quad (5.10)$$

ne consegue che i valori delle resistenze e delle reattanze della macchina da 5 kW si ottengono moltiplicando per 5,845 i corrispondenti valori della macchina da 88,4 kW, mentre il valore della corrente nominale si ottiene dividendo per lo stesso fattore quella della macchina più grande.

Nella figura seguente si riporta la finestra di dialogo dell'elemento motore elettrico con i dati utilizzati.

motoreElettrico in azionamento_propulsivo4

General | **Asynchronous induction machine** | Converter | Reference values and limits | Add modifiers

p: 2 | Number of pole pairs

VNominal: 230/sqrt(3) | V | Nominal phase voltage

INominal: 155/5.845 | A | Nominal phase current

fNominal: 87 | Hz | Nominal frequency

StarDelta: Y | Terminal connection

Nominal resistances and inductances of the asynchronous induction machine

Rs: 0.016*5.845 | Ohm | Warm stator resistance

Lssigma: 0.07039*5.845/(6.283*50) | H | Stator stray inductance

Lm: 2.0462*5.845/(6.283*50) | H | Main field inductance

Lrsigma: 0.07039*5.845/(6.283*50) | H | Rotor stray inductance transformed to the stator

Rr: 0.03130*5.845 | Ohm | Warm rotor resistance transformed to the stator

OK | Info | Cancel

Figura 5. 10 Finestra di dialogo del motore elettrico

Il valore dell'inerzia del rotore del motore è stata presa pari a $0,0175 \text{ kgm}^2$, dello stesso ordine di grandezza di quella del motore a combustione interna.

Blocco perdite inverter

Il blocco *perdite inverter* serve per tener conto delle perdite che si hanno nell'inverter che controlla il moto del motore elettrico.



Figura 5. 11 Blocco perdite inverter

Le perdite nell'inverter sono legate alla corrente in uscita dall'inverter stesso dalla relazione lineare $P_{inv}=kI$, con $k=7 \text{ W/A}$. Pertanto il blocco è stato fatto in modo da assorbire una potenza pari a queste perdite.

All'esterno è dotato di un'interfaccia, attraverso cui riceve il valore efficace della corrente di fase, e di due poli, uno positivo e uno negativo, tramite i quali è collegato al bus DC che va dalla batteria alla macchina elettrica.

Internamente è formato dai seguenti elementi:

- guadagno
- filtro
- divisione
- generatore di corrente
- sensore di tensione
- sensore di potenza elettrica.

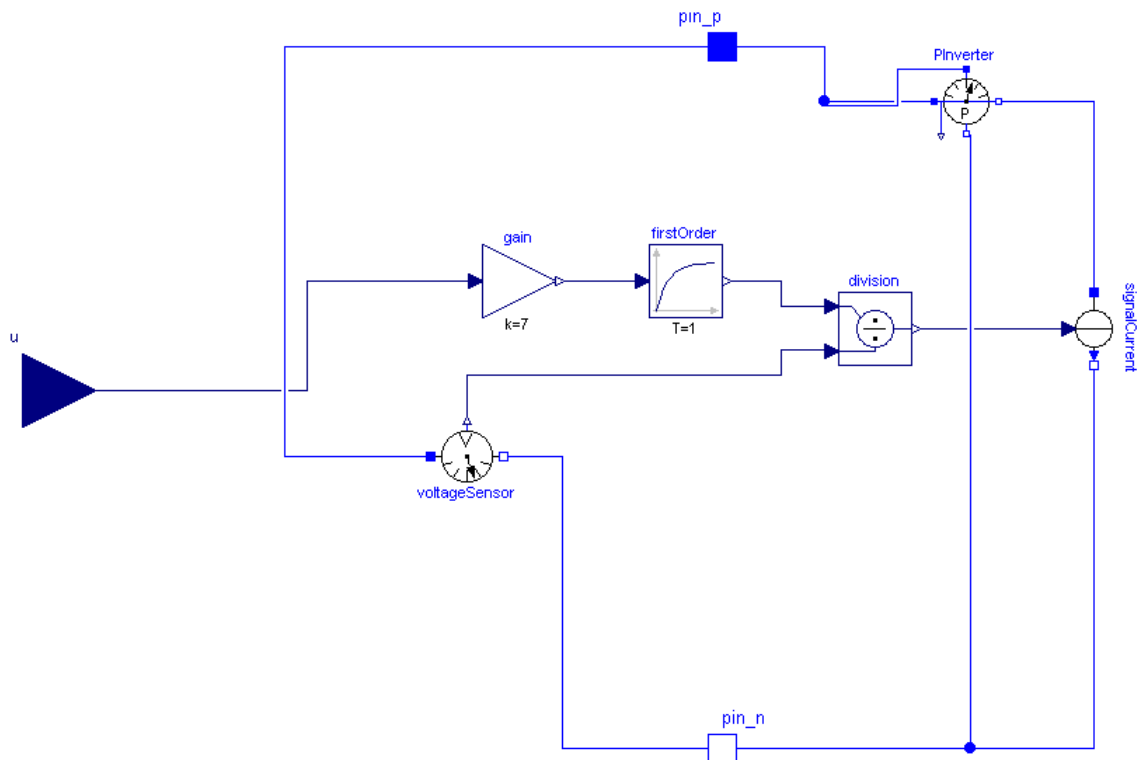


Figura 5. 12 Componenti del blocco perdite inverter

Guadagno

L'elemento *gain* fornisce il prodotto dell'ingresso per il valore del guadagno. Dato che l'ingresso corrisponde alla corrente in uscita dall'inverter e il valore del guadagno è pari a 7, l'uscita rappresenta la potenza persa nell'inverter.

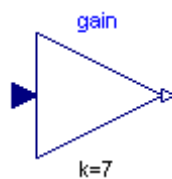


Figura 5. 13 Elemento guadagno

Filtro

L'elemento *firstOrder* è un filtro del primo ordine, che serve, appunto, a filtrare l'andamento del segnale in uscita dal guadagno. La costante di tempo del filtro è pari ad 1 s.



Figura 5. 14 Elemento filtro

Divisione

L'elemento *division* effettua la divisione tra la potenza in uscita dal filtro e la tensione proveniente dal relativo sensore, ovvero quella del bus DC.

Il risultato è quindi la corrente continua che il blocco perdite inverter deve assorbire dal bus DC affinché la potenza sottratta sia pari a quella persa nell'inverter.

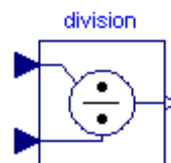


Figura 5. 15 Elemento divisione

Generatore di corrente

L'elemento *signalCurrent* è un generatore di corrente che assorbe dal bus DC una corrente pari a quella calcolata dall'elemento divisione.

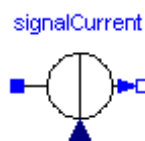


Figura 5. 16 Elemento generatore di corrente

Sensore di tensione

L'elemento *voltageSensor* è un sensore che serve a fornire all'elemento divisione il valore della tensione del bus DC.

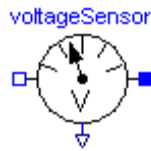


Figura 5. 17 Elemento sensore di tensione

Sensore di potenza elettrica

L'elemento *PlInverter* è un sensore che misura la potenza elettrica persa nell'inverter. E' stato inserito per poter visualizzare facilmente tale segnale.

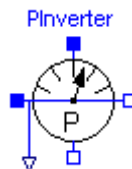


Figura 5. 18 Elemento sensore di potenza elettrica

Blocco perdite nel ferro

Il blocco *perdite nel ferro* serve per tener conto delle perdite nel ferro che si hanno all'interno del motore elettrico.



Figura 5. 19 Blocco perdite nel ferro

La potenza persa dipende in modo lineare dalla velocità di rotazione del motore, secondo la relazione $P_{fe}=k\Omega$. Quando la macchina gira alla velocità nominale, la potenza persa è circa il 2% di quella nominale.

Internamente il blocco è del tutto analogo a quello perdite inverter, ovvero è fatto in modo tale da assorbire dal bus DC una corrente tale che la potenza sottratta sia pari a quella persa nel ferro.

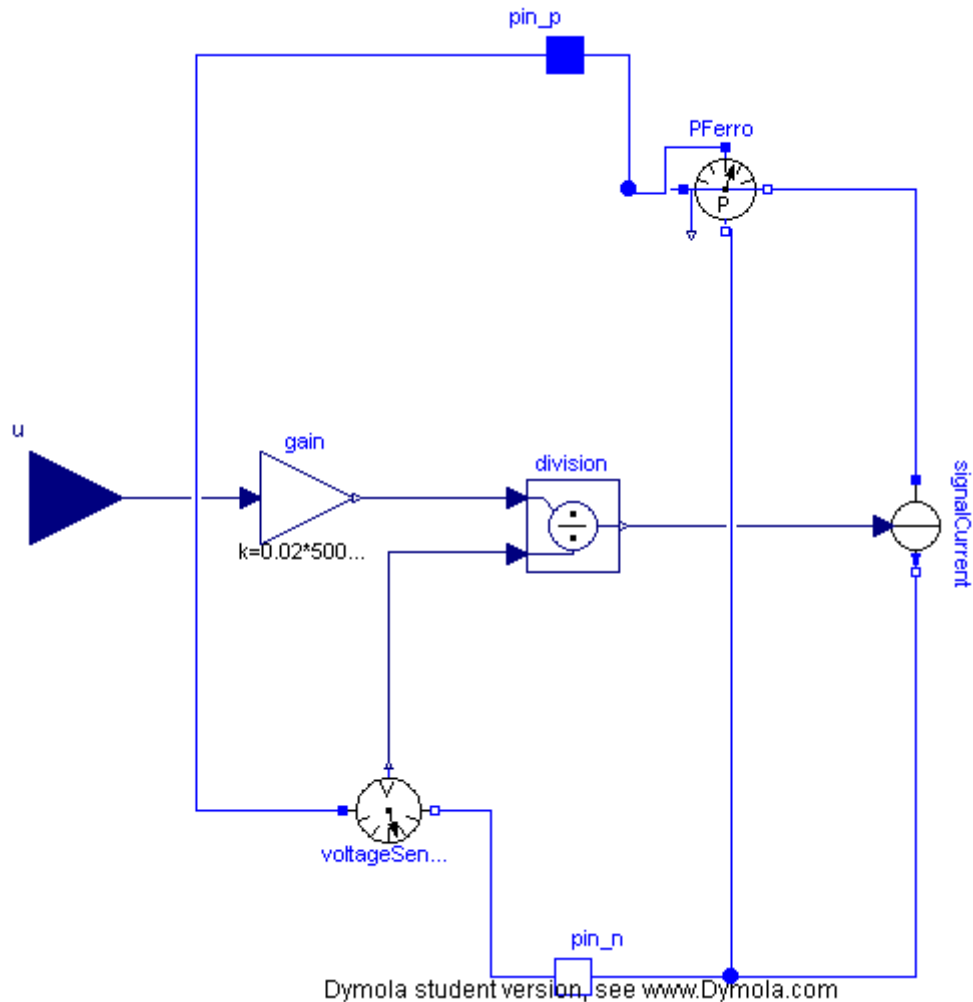


Figura 5. 20 Componenti del blocco perdite nel ferro

Le uniche differenze sono l'assenza dell'elemento filtro e il valore impostato all'elemento guadagno, mentre il segnale di ingresso consiste nel valore della velocità di rotazione del motore.

Il valore del guadagno deve essere tale che la potenza assorbita sia pari al 2% di quella nominale. Esso varia quindi in funzione della macchina utilizzata.

Nel caso del motore da 5 kW con velocità nominale di 2600 rpm, il guadagno è stato posto pari a 0,37.

Sensore di velocità angolare

L'elemento *speedSensor* ha la funzione di fornire il valore della velocità di rotazione del motore al blocco perdite nel ferro.



Figura 5. 21 Elemento sensore di velocità angolare

Sensori meccanici di coppia e potenza

Gli elementi *T_mot_out* e *Pout* hanno la funzione di misurare rispettivamente la coppia meccanica erogata dal motore elettrico e la relativa potenza.

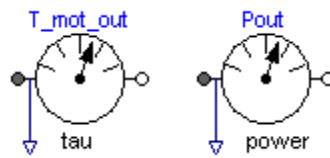


Figura 5. 22 Elementi sensori di coppia e potenza meccaniche

Sensori elettrici di potenza

Gli elementi *Pin* e *Pmot_in* hanno la funzione di misurare la potenza in ingresso rispettivamente all'azionamento propulsivo e al motore elettrico.

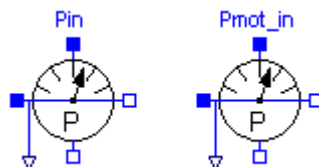


Figura 5. 23 Elementi sensori elettrici di potenza

Adattatori

L'elemento *tauRefIn* è un adattatore necessario per poter trasmettere al motore elettrico il valore della coppia di riferimento proveniente dal conducente.



Figura 5. 24 Elemento adattatore di coppia

Tale segnale di coppia viene trasmesso per mezzo di un control bus, ovvero un canale che raggruppa tutti i segnali necessari ad un componente, così da ridurre il numero di connessioni e semplificare la modellazione.

L'altro adattatore, *iMachineOut*, ha una funzione opposta al precedente, ovvero estrae dal control bus il valore del segnale necessario, in questo caso la corrente di fase del motore, per poterlo fornire ad un altro componente, il blocco perdite inverter.



Figura 5. 25 Elemento adattatore di corrente

Elemento di conversione

Questo blocco serve semplicemente a convertire il valore della velocità di rotazione del motore elettrico da rad/s in rpm.

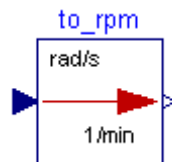


Figura 5. 26 Blocco di conversione

Potenza utile

L'elemento *PUtile*, collocato esternamente ai due azionamenti propulsivi, serve a misurare la potenza elettrica totale in ingresso ad essi.

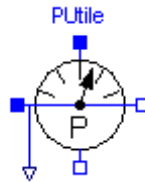


Figura 5. 27 Elemento sensore elettrico di potenza

5.3 Modellazione della trasmissione meccanica

La modellazione della trasmissione meccanica e delle forze resistenti è del tutto analoga a quella utilizzata nel sistema di propulsione idraulica.

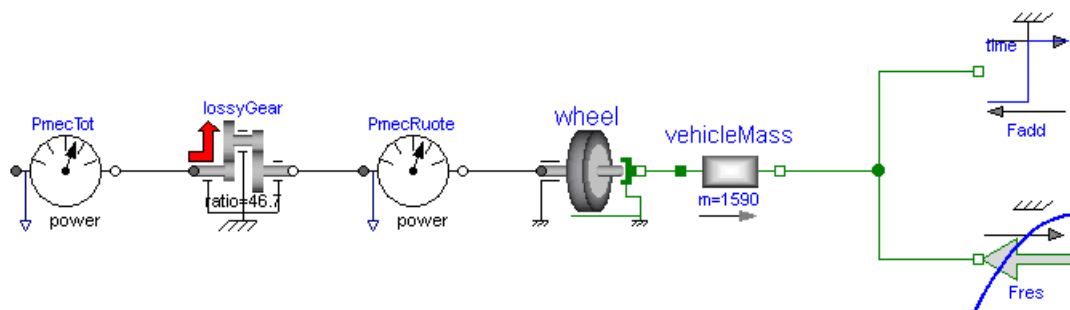


Figura 5. 28 Modellazione della trasmissione meccanica, della massa del veicolo e delle forze resistenti

L'unica differenza consiste nel rapporto di riduzione della trasmissione stessa. Infatti i motori idraulici girano molto più piano di quelli elettrici, nei loro regimi ottimali di funzionamento, quindi l'adattamento del riduttore è doveroso per poter accoppiare correttamente la macchina elettrica al veicolo. Il nuovo rapporto di trasmissione è stato scelto in modo tale da far girare i motori elettrici di trazione ad una velocità di rotazione del 20% superiore a quella base quando il veicolo avanza alla massima velocità.

Utilizzando un sensore di velocità angolare è stata rilevata la massima velocità di rotazione delle ruote, pari a circa 7 rad/s. Considerando che la velocità base della macchina elettrica è di 2600 rpm, si ottiene:

$$\tau_{rid} = (1,2 * 2600 * 2\pi / 60) / 7 = 46,7 \quad (5.11)$$

Per quanto riguarda la massa del veicolo, non è stato considerato un aumento di peso dovuto all'ibridazione, poiché, in prima approssimazione, questo può essere considerato trascurabile.

Infatti i due azionamenti propulsivi sono andati a sostituire le due trasmissioni idrauliche, mentre all'aumento di peso dovuto alla presenza della batteria corrisponde un peso inferiore del motore a combustione interna, più piccolo di quello originale.

5.4 Modellazione del conducente

Il conducente è stato modellato con un blocco esternamente identico a quello del modello idraulico.

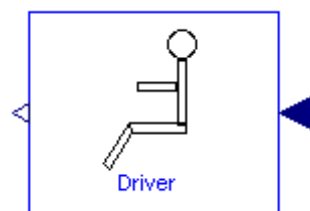


Figura 5. 29 Blocco Driver

Internamente invece è costituito solo da un controllore PI. Il segnale di ingresso ΔV è costituito dalla differenza tra la velocità imposta dal ciclo di riferimento e la velocità del veicolo misurata istante per istante, mentre il segnale di uscita T_{star} consiste nella coppia propulsiva e/o di frenatura necessaria affinché la macchina segua il ciclo di riferimento.

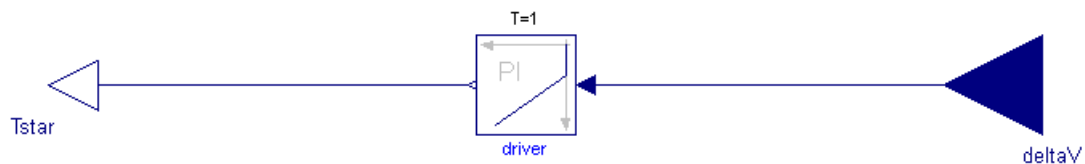


Figura 5. 30 Struttura interna del blocco Driver

Oltre all'assenza del limitatore, la differenza consiste nei valori utilizzati per caratterizzare tale controllore.

Il valore scelto per il guadagno è di 1000, mentre quello per la costante di tempo di 1 s.

Il ciclo di riferimento utilizzato è lo stesso descritto nel precedente capitolo, così come l'elemento feedback per il calcolo dell'errore di velocità e l'elemento sensore di velocità per fornire, istante per istante, il valore della velocità del veicolo all'ingresso sottraente del feedback.

5.5 Modellazione del convertitore primario

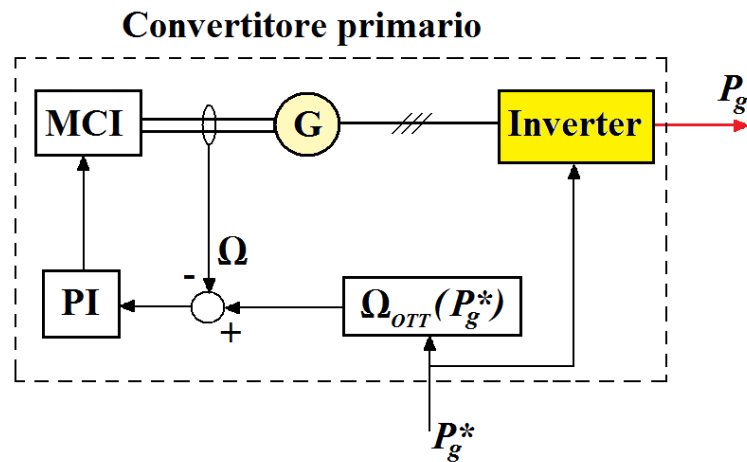
Il blocco della figura seguente serve a modellare il convertitore primario presente a bordo del veicolo.



Figura 5. 31 Blocco convertitore primario

Si ricorda che il convertitore primario ha la funzione di generare parte della potenza necessaria alla propulsione e all'alimentazione degli ausiliari. Nel caso in questione, non essendo stati presi in considerazione questi ultimi, esso contribuisce, insieme alla batteria, alla sola potenza propulsiva.

In generale il convertitore primario è costituito da un motore a combustione interna, un generatore elettrico ed il relativo inverter.



PI: Regolatore Proporzionale-Integrale
MCI: Motore a Combustione Interna
G: Generatore elettrico

Figura 5. 32 Schema generale del convertitore primario

Esternamente è caratterizzato da due poli, uno positivo e uno negativo, attraverso i quali immette la potenza generata nel bus DC, e da un'interfaccia, che lo collega al modulo di gestione della potenza (PMM), da cui riceve il valore di riferimento P_g^* della potenza che deve generare.

Internamente è costituito dai seguenti elementi:

- look-up table omega OTT
- elemento di conversione from rpm
- feedback
- controllore PI
- limitatore
- gradino booleano
- motore a combustione interna (MCI)
- sensore di potenza
- sensore di velocità angolare
- generatore elettrico
- blocco perdite inverter
- blocco perdite nel ferro

- due adattatori
- divisione
- due elementi di guadagno.

Il generatore elettrico è stato modellato con lo stesso criterio della macchina elettrica dell'azionamento propulsivo, salvo per il fatto che la potenza scelta per esso è di 10 kW anziché 5. Pertanto non ne verrà fornita una nuova descrizione.

Anche per quanto riguarda i sensori meccanici, gli adattatori e i blocchi perdite inverter e perdite nel ferro si rimanda ai paragrafi precedenti, non essendoci sostanzialmente differenza con quanto già esposto.

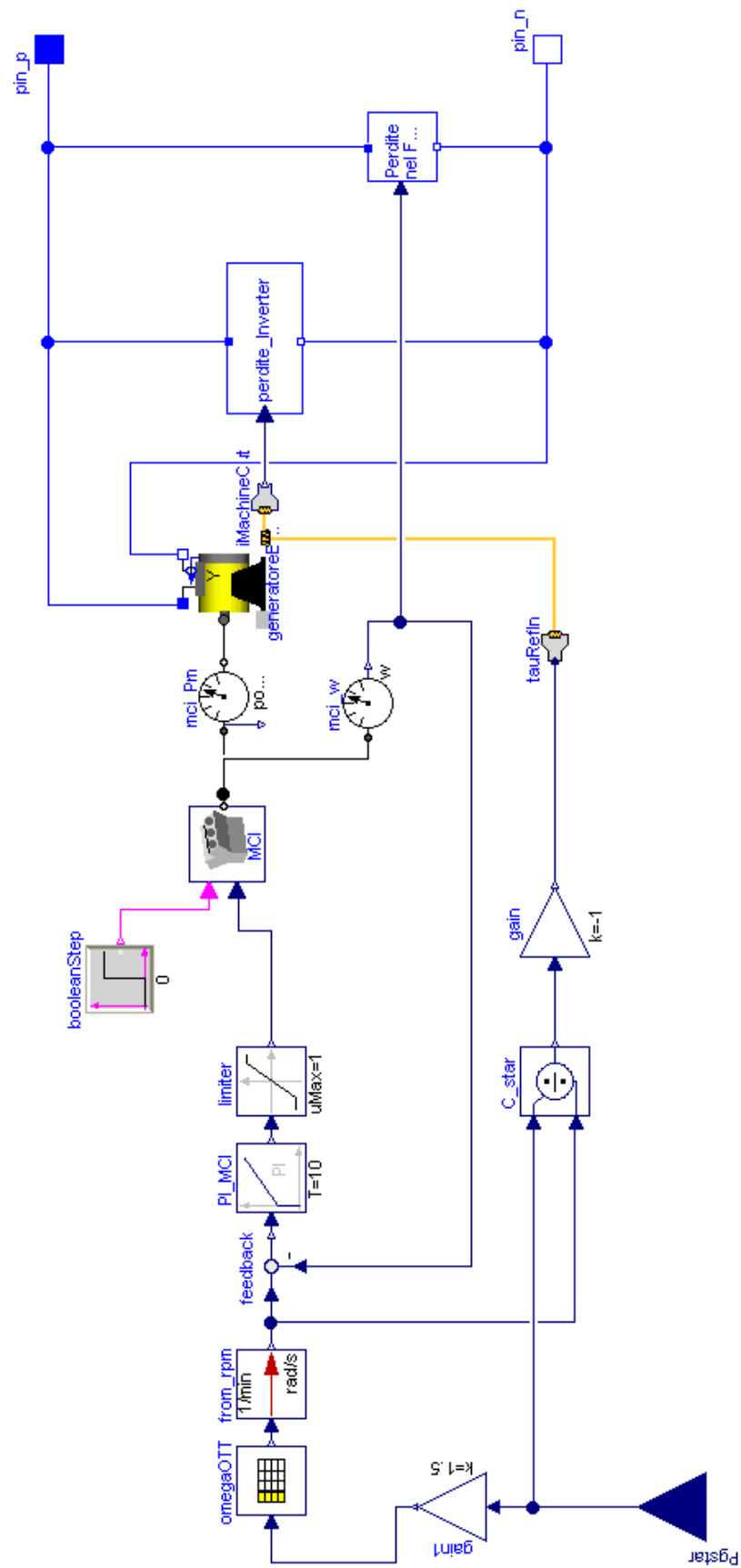


Figura 5. 33 Componenti del blocco convertitore primario

Look-up table

L'elemento *omegaOTT* contiene i valori ottimali della velocità di rotazione del motore termico al variare della potenza P_g^* che viene richiesta al convertitore primario. Essa riceve in ingresso il valore della potenza da generare e fornisce in uscita il valore della velocità angolare, a cui si deve portare il motore, per fornire quella data P_g^* con il minor consumo di combustibile possibile.

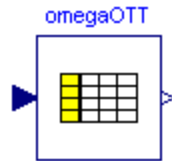


Figura 5. 34 Elemento look-up table

Il motore a combustione interna, infatti, può erogare la potenza richiesta con infinite combinazioni di coppia C e velocità angolare Ω poiché $P=C\Omega$.

Per minimizzare il consumo del motore, però, è necessario farlo lavorare nei punti della mappa di efficienza in cui, per una data potenza, si ha il minimo consumo specifico.

Non essendo disponibile la mappa di efficienza del motore a combustione interna del veicolo, i valori della velocità di rotazione ottimale in funzione della potenza sono stati ricavati dalle curve di coppia e consumo del motore da 15 kW utilizzato nel sistema tradizionale.

E' bene sottolineare che ciò comporta un'ulteriore allontanamento del funzionamento del motore modellato da quello del motore reale. Tuttavia è l'unica scelta possibile, non essendo disponibili dati sufficienti.

Nelle figure seguenti si riportano la finestra di dialogo dell'elemento look-up table, in cui i valori della prima colonna rappresentano la potenza espressa in kW, mentre nella seconda sono inseriti i valori della velocità di rotazione ottimale in rpm, e l'andamento della velocità di rotazione ottimale in funzione della potenza richiesta al convertitore primario.

table		
table		
Rows	16	Columns 2
	1	2
1	0	835
2	1000	835
3	2000	1035
4	3000	1145
5	4000	1245
6	5000	1330
7	6000	1400
8	7000	1470
9	8000	1530
10	9000	1585
11	10000	1635
12	11000	1685
13	12000	1790
14	13000	1885
15	14000	2100
16	15000	2375

OK Cancel Load Save Plot >>>

Figura 5. 35 Finestra di dialogo dell'elemento look-up table

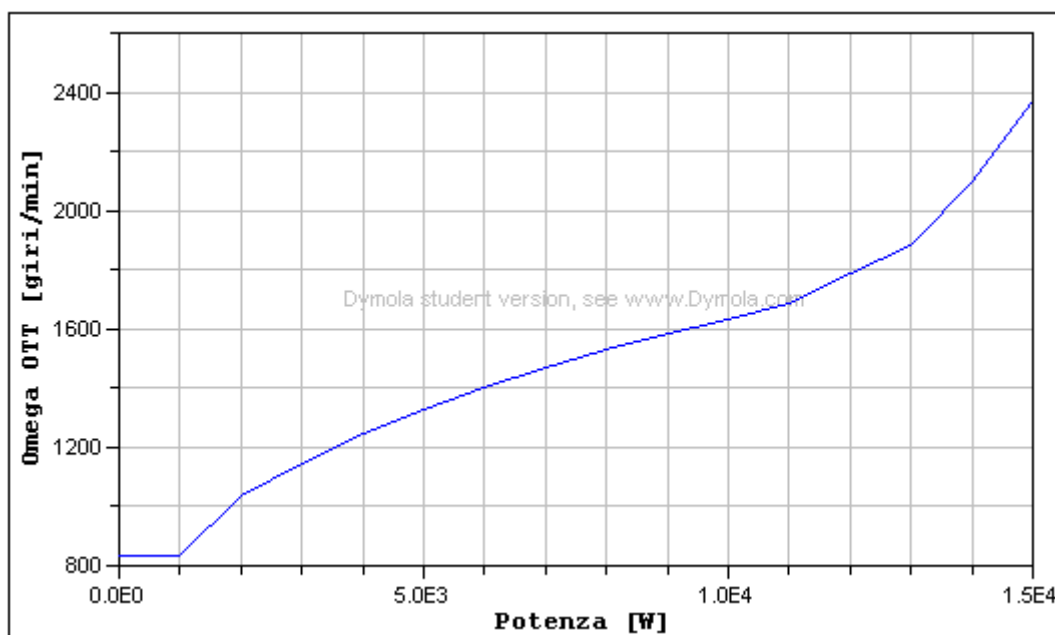


Figura 5. 36 Andamento della velocità di rotazione ottimale in funzione della potenza richiesta

Elemento di conversione

L'elemento *from_rpm*, converte il valore della velocità di rotazione ottimale, proveniente dalla look-up table, da rpm a rad/s.

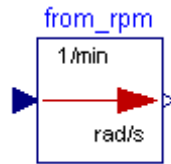


Figura 5. 37 Elemento di conversione

Feedback

L'elemento *feedback* fornisce la differenza tra la velocità angolare ottimale e quella effettiva del motore.

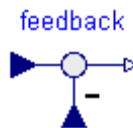


Figura 5. 38 Elemento feedback

Controllore PI

L'elemento *PI_MCI* è un controllore che, a partire dal segnale di scarto tra velocità ottimale ed effettiva, fornisce il valore del carico normalizzato necessario affinché il motore si porti a funzionare alla velocità desiderata.

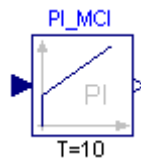


Figura 5. 39 Elemento controllore

Il valore scelto per il guadagno è di 10 e quello della costante di tempo di 10 s.

Limitatore

L'elemento *limiter* serve per assicurare che il valore del carico normalizzato rimanga compreso tra 0 ed 1.

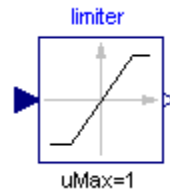


Figura 5. 40 Elemento limitatore

Motore a combustione interna

Per quanto riguarda la modellazione del motore a combustione interna e dei componenti necessari al calcolo del consumo di combustibile, c'è assoluta analogia con quanto già descritto nel capitolo precedente.

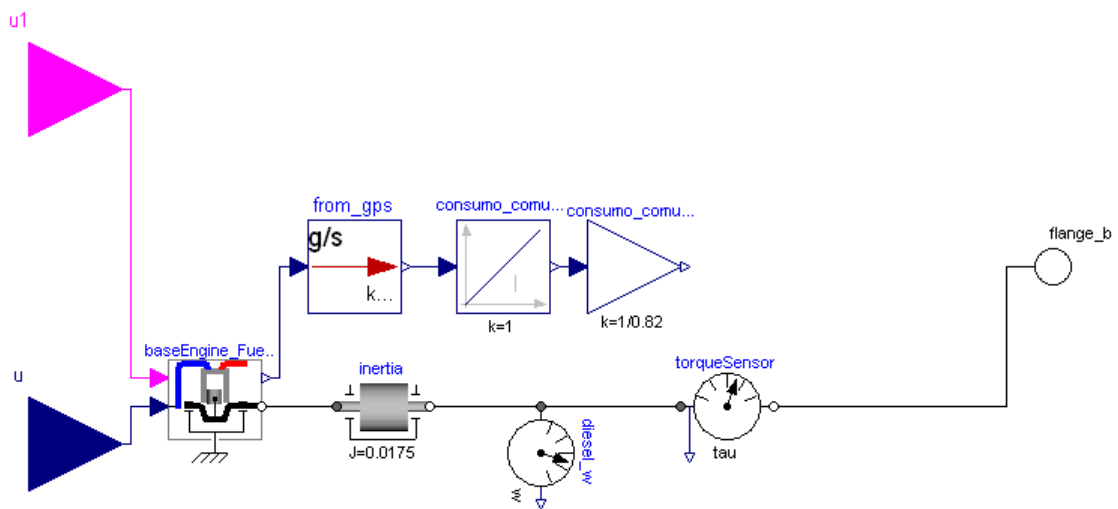


Figura 5. 41 Componenti del blocco MCI

Ciò che cambia sono i valori utilizzati per caratterizzare il modello base di motore.

Le mappe di coppia e consumo sono state ottenute da quelle del motore da 15 kW, scalando i relativi valori di un fattore 1,5. Nelle figure seguenti si riportano le curve ottenute per il motore da 10 kW.

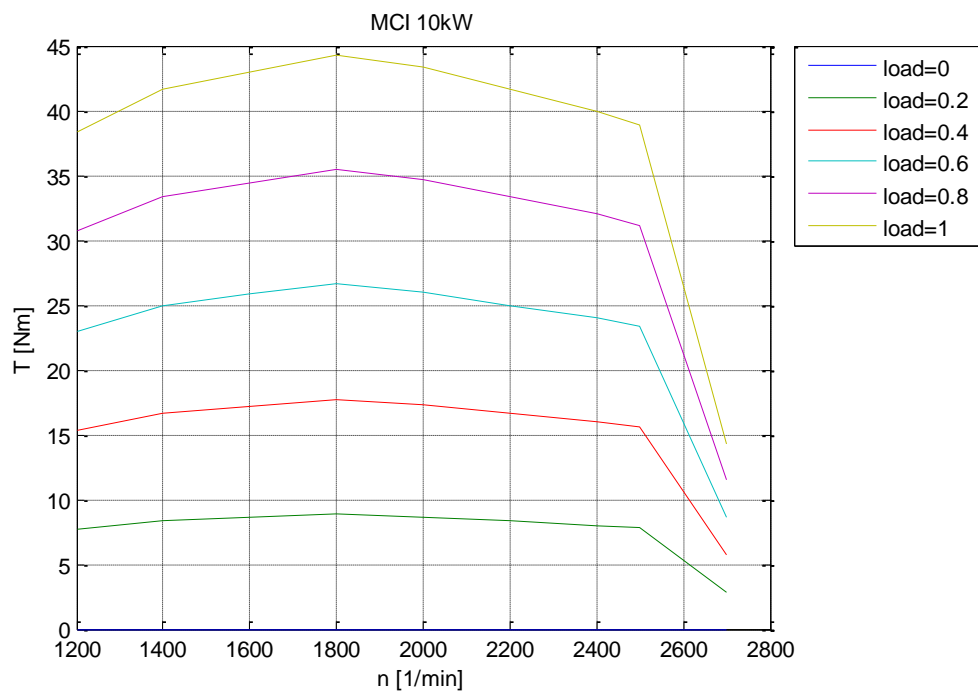


Figura 5. 42 Curve di coppia del MCI da 10 kW

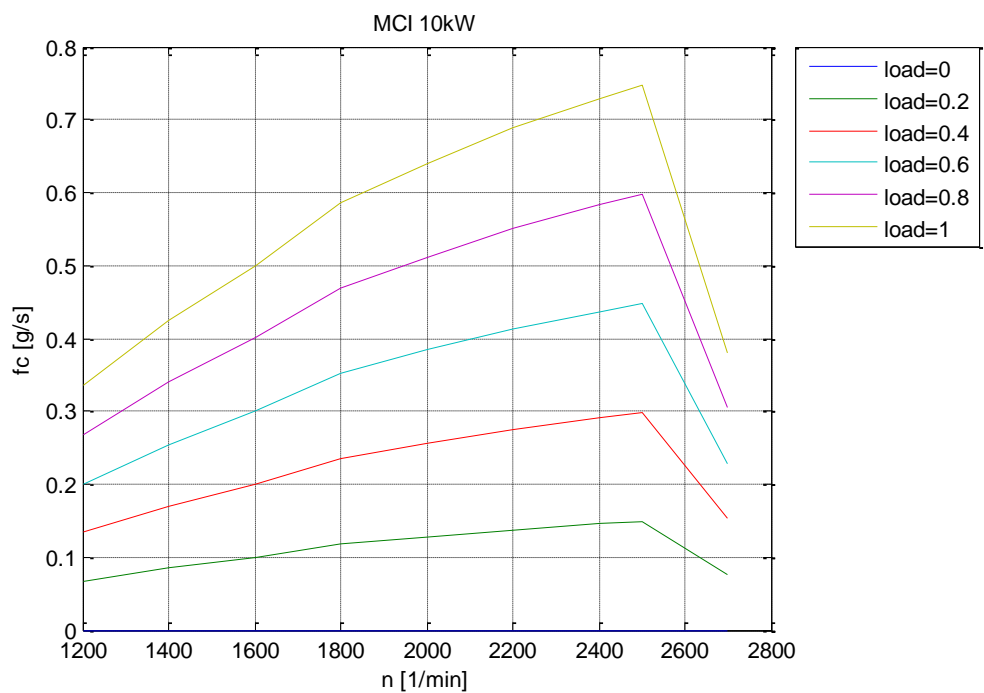


Figura 5. 43 Curve di consumo di combustibile del MCI da 10 kW

Divisione

L'elemento *C_star* effettua la divisione tra la potenza richiesta al convertitore primario e la corrispondente velocità di rotazione ottimale.

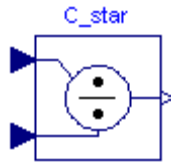


Figura 5. 44 Elemento divisione

L'uscita di questo elemento costituisce quindi la coppia meccanica che deve inviata alla macchina elettrica affinché eroghi una potenza pari a quella richiesta.

Guadagno 1

L'elemento *gain* serve solo a cambiare segno alla coppia calcolata dall'elemento divisione, così che la macchina elettrica funzioni da generatore.

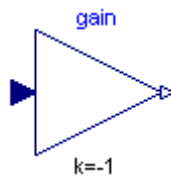


Figura 5. 45 Elemento guadagno

Se non avvenisse questo cambiamento di segno la macchina funzionerebbe da motore.

Guadagno 2

Il secondo elemento di guadagno serve a riportare la potenza richiesta sulla scala del motore da 15 kW, per poter estrapolare dalla look-up table il corretto valore della velocità di rotazione ottimale.

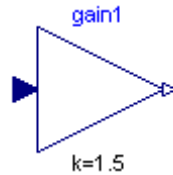


Figura 5. 46 Elemento guadagno

5.6 Modellazione del modulo di gestione della potenza

Il modulo di gestione della potenza (*power management module* - PMM) ha la funzione di interpretare i comandi del guidatore e determinare quale parte della potenza utile P_u (data dalla somma della potenza propulsiva e della potenza degli ausiliari) debba essere fornita dalla batteria e quale dal convertitore primario.

Con riferimento alla figura seguente si ha:

$$P_u(t) = P_g(t) + P_b(t) \quad (5.12)$$

dove $P_g(t)$ è la potenza generata dal convertitore primario e $P_b(t)$ quella fornita dalla batteria.

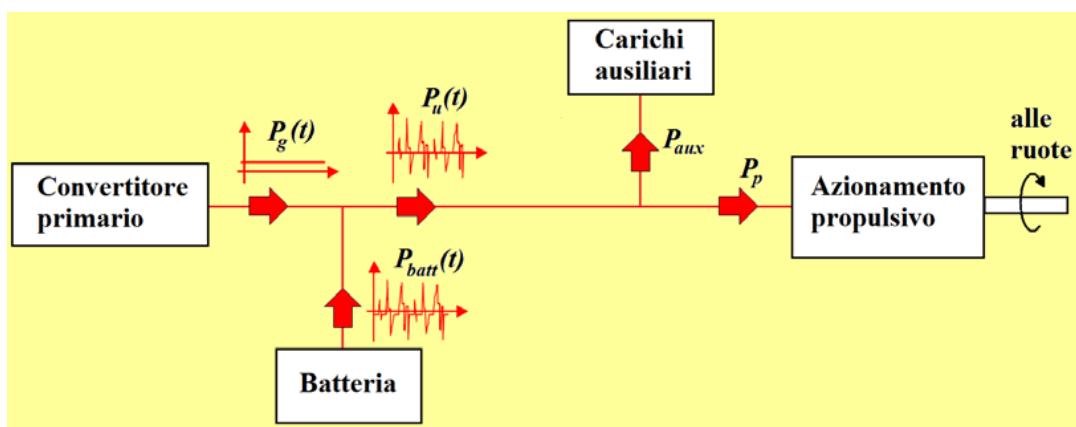


Figura 5. 47 Schema per la valutazione della gestione a filtro di potenza

Scopo di questa ripartizione è quello di minimizzare una determinata funzione obiettivo, che in questo caso è data dal consumo di combustibile del motore a

combustione interna, mantenendo le emissioni entro i valori massimi prestabiliti e rispettando i limiti di funzionamento dei vari componenti.

La logica di gestione scelta per il raggiungimento di questo obiettivo è stata quella del filtro di potenza.

Secondo questa strategia di gestione, il PMM attua una ripartizione delle potenze in modo tale da far lavorare il motore termico del convertitore primario in prossimità della potenza che ne massimizza l'efficienza (detta potenza efficiente), così da ridurre i consumi.

Poiché la potenza utile può essere vista come costituita da un valor medio P_{um} a cui si sovrappone un ripple a valor medio nullo

$$P_u(t) = P_{um} + r(t) \quad (5.13)$$

si può pensare di far erogare al convertitore primario solo il valor medio, mentre si affida alla batteria il compito di fornire il ripple, cioè la parte di potenza che varia più velocemente.

Dalla 5.12 e 5.13 si ha che:

$$P_g(t) = P_u(t) - P_b(t) = P_{um} + r(t) - P_b(t) \quad (5.14)$$

e tenendo conto che

$$P_b(t) = P_{bm} + r(t) \quad (5.15)$$

si ottiene quindi

$$P_g(t) = P_{um} - P_{bm} \quad (5.16)$$

Se $P_{bm}=0$, l'accumulatore elettrochimico funziona solo come un filtro di potenza e il convertitore genera il valor medio della potenza utile.

In realtà è necessario tener conto del fatto che la batteria si scarica e, quindi, il valore P_{bm} risulta diverso da zero.

In particolare

$$P_{bm} = -P_{bSOC} \quad (5.17)$$

dove P_{bSOC} è una potenza calcolata mediante un controllo in retroazione che serve per mantenere pressoché costante lo stato di carica della batteria e deve essere fornita dal convertitore primario.

Per poter attuare questa logica di gestione delle potenze, è indispensabile che il PMM sappia l'andamento futuro della potenza utile media P_{ump} .

Essendo impossibile saperlo con certezza, a causa delle molte variabili che entrano in gioco, si ricorre a delle tecniche di stima.

Nel caso in esame la potenza utile media prevista è stata stimata filtrando l'andamento precedente della potenza utile.

Si sottolinea che nei modelli utilizzati, non essendo considerati i carichi ausiliari, la potenza utile coincide con quella propulsiva.

Il PMM è stato realizzato con il blocco di figura:



Figura 5. 48 Blocco PMM

All'esterno è caratterizzato da una serie di interfacce tramite cui riceve e invia vari segnali. Dall'interfaccia contraddistinta dalla dicitura SOC , riceve il valore istantaneo dello stato di carica della batteria, mentre da quella con la scritta SOC^* riceve il valore dello stato di carica di riferimento.

Dall'interfaccia contrassegnata con P_u riceve il valore della potenza utile misurata dall'apposito sensore di potenza.

L'interfaccia P_g^* serve per connetterlo al blocco del convertitore primario, a cui invia il segnale della potenza che quest ultimo deve generare.

Tramite le interfacce T_p^* e T_f^* invia i segnali di coppia propulsiva e coppia frenante desiderate, rispettivamente, ai blocchi degli azionamenti propulsivi e all'elemento coppia frenante.

Infine dall'ultima interfaccia riceve i comandi del conducente.

Internamente può essere simbolicamente diviso in due gruppi di elementi (vedi figura seguente), uno adibito a determinare la potenza che deve essere generata dal convertitore primario (nella parte sinistra della figura), e l'altro all'interpretazione dei comandi del conducente.

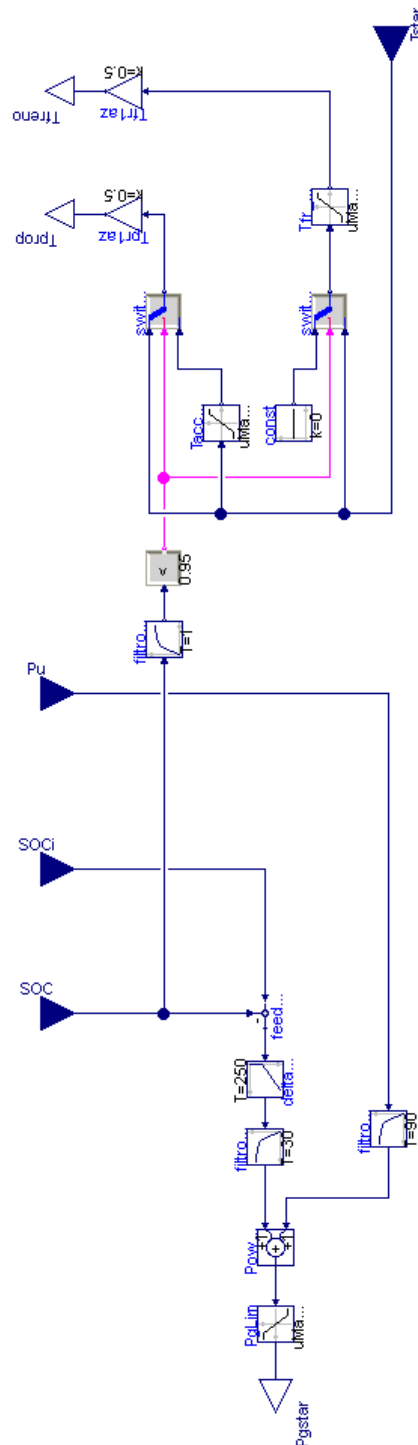


Figura 5. 49 Componenti interni del PMM

Il primo gruppo è composto dai seguenti elementi:

- feedback
- controllore PI
- due filtri di potenza
- sommatore
- limitatore.

Il secondo, invece, è costituito da:

- filtro SOC
- soglia
- due limitatori
- due switches
- costante
- due guadagni.

Feedback

Il feedback fornisce in uscita la differenza tra il SOC di riferimento e il suo valore effettivo.

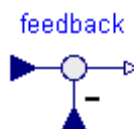


Figura 5. 50 Elemento feedback

Controllore PI

L'elemento *deltaSOC_PI*, fornisce il valore della potenza necessaria per mantenere il SOC della batteria nell'intorno del valore di riferimento.

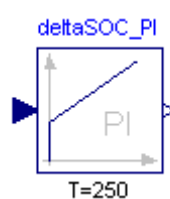


Figura 5. 51 Elemento controllore

I valori scelti per il guadagno e per la costante di tempo sono rispettivamente $1e5$ e 250 s.

Filtro di potenza 1

L'elemento *filtroPsoc* serve semplicemente a filtrare l'andamento della potenza in uscita dal controllore.

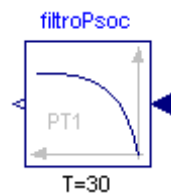


Figura 5. 52 Elemento filtro

Filtro di potenza 2

L'elemento *filtroPump* serve a filtrare l'andamento della potenza utile al fine di ottenere una stima della potenza utile media prevista.

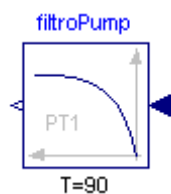


Figura 5. 53 Elemento filtro

Il valore scelto per la costante di tempo è di 90 s, ovvero pari tre volte il periodo del ciclo di riferimento.

Sommatore

L'elemento *PowerADD* somma la potenza utile media prevista con quella necessaria a mantenere il SOC della batteria nell'intorno di quello imposto.

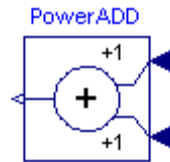


Figura 5. 54 Elemento sommatore

Pertanto fornisce la potenza totale che deve fornire il convertitore primario.

Limitatore

L'elemento *PgLim* deve assicurare che la potenza richiesta non superi quella massima ammissibile per il convertitore primario.

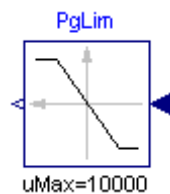


Figura 5. 55 Elemento limitatore

Il secondo gruppo di elementi ha lo scopo di regolare la frenatura del veicolo.

Ovvero, finché la batteria non è completamente carica si effettua esclusivamente una frenatura di tipo elettrico, cioè a recupero, mentre quando il SOC supera un valore massimo, vengono fatti intervenire i freni meccanici, così da non danneggiare la batteria.

Dal punto di vista della modellazione, finché non è necessario far intervenire i freni meccanici, la coppia richiesta dal pilota viene inviata, senza alcun tipo di filtro, agli azionamenti propulsivi, così che, durante la frenatura, le macchine elettriche funzionino da generatori.

Quando la batteria risulta carica, invece, la coppia richiesta viene separata nella sua parte positiva, inviata agli azionamenti come coppia propulsiva, e negativa, inviata all'elemento coppia frenante.

Filtro SOC

L'elemento *filtroSOC* filtra l'andamento dello stato di carica della batteria.

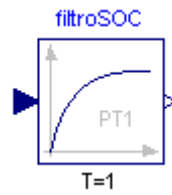


Figura 5. 56 Elemento filtro

Questo serve ad evitare commutazioni non volute dei due switches, dato che l'andamento del SOC oscilla molto.

Soglia

Questo elemento rappresenta il valore della soglia oltre il quale si ha la commutazione degli switches.

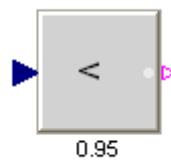


Figura 5. 57 Elemento soglia

Il valore scelto è 0,95.

Limitatori

Gli elementi *Tacc_pos* e *Tfr_neg* hanno lo scopo di filtrare la parte della coppia richiesta dal conducente rispettivamente positiva e negativa.

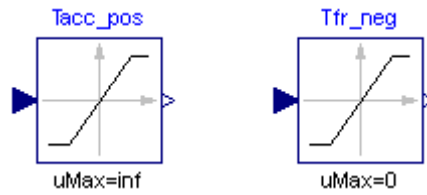


Figura 5. 58 Elementi limitatori

Switches

Gli switches selezionano il segnale di coppia da inviare, secondo quanto detto sopra, agli azionamenti propulsivi e al freno meccanico.

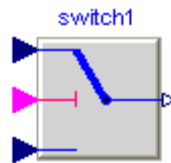


Figura 5. 59 Elemento switch

Il segnale che ne determina la commutazione è quello proveniente dal filtro del SOC, ovvero lo stato di carica della batteria.

Costante

Il segnale costante pari a 0 corrisponde al valore della coppia di frenatura meccanica finché il SOC della batteria non raggiunge il valore di soglia.

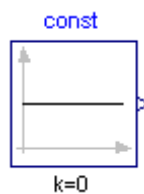


Figura 5. 60 Elemento costante

Guadagni

Gli elementi *Tpr1az* e *Tfr1az* servono a dimezzare i valori di coppia rispettivamente propulsiva e frenante provenienti dagli switches.

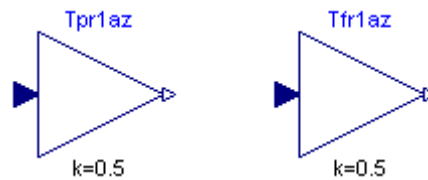


Figura 5. 61 Elementi guadagno

Infatti tali valori vengono inviati a ciascun azionamento propulsivo, pertanto devono avere un valore pari alla metà di quello complessivo.

SOC imposto

L'elemento *SOCi* rappresenta il valore dello stato di carica della batteria imposto come riferimento.

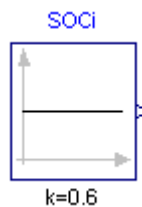


Figura 5. 62 Elemento SOC imposto

Il valore scelto è pari a 0,6.

Coppia frenante

L'elemento *Tfr* rappresenta i freni meccanici del veicolo. Come detto sopra, essi intervengono solo se lo stato di carica della batteria supera il 95%.

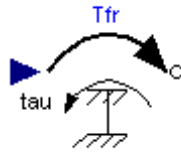


Figura 5. 63 Elemento coppia frenante

Avendo utilizzato un unico elemento collegato ad entrambi gli azionamenti propulsivi, il valore che deve assumere è pari alla metà della coppia frenante totale.

Nella figura seguente si riporta lo schema completo del sistema di propulsione ibrido serie.

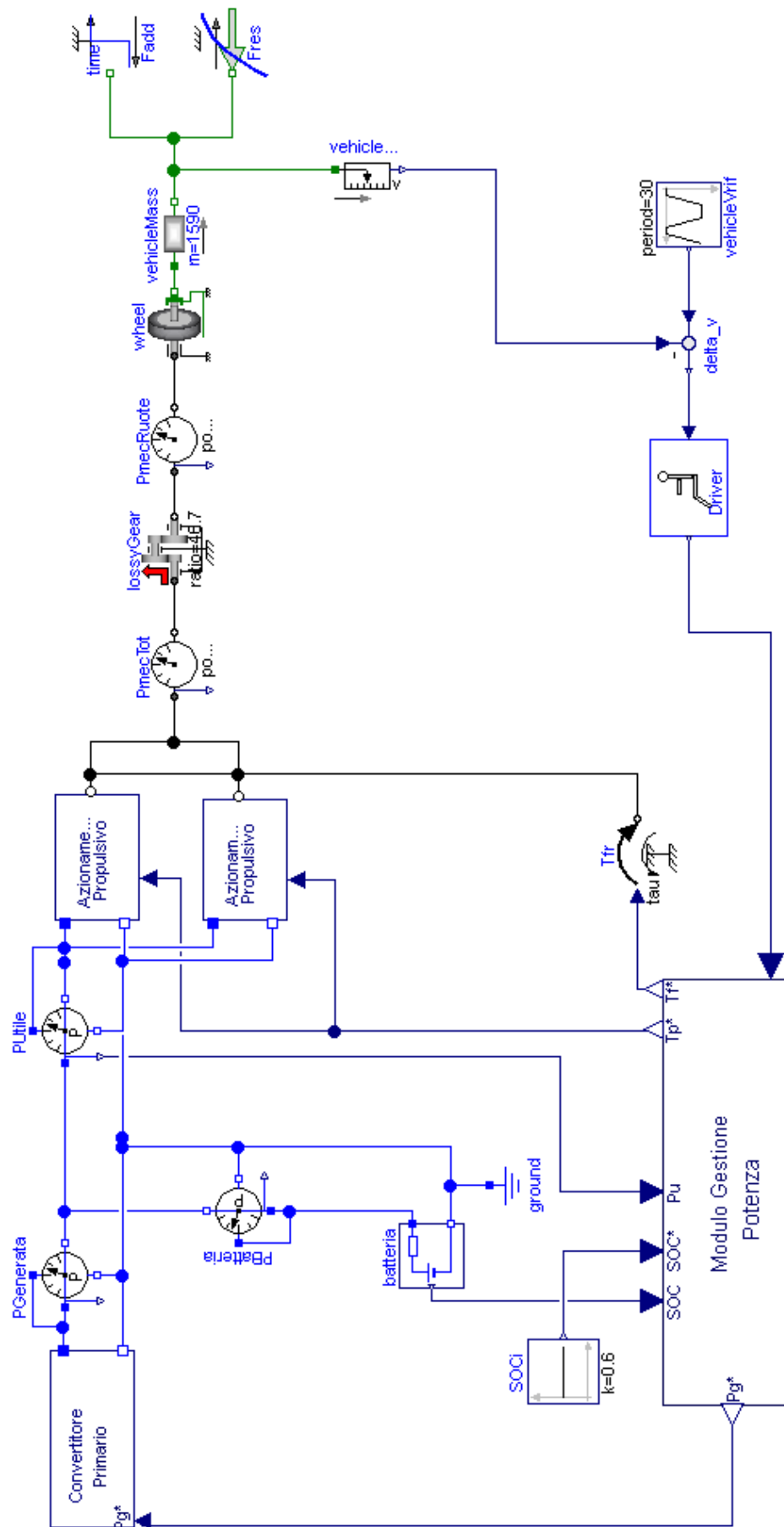


Figura 5. 64 Schema completo del sistema di propulsione ibrido serie

6. RISULTATI DELLE SIMULAZIONI E LORO DISCUSSIONE

In questo capitolo si riportano i risultati più significativi delle simulazioni svolte, accompagnate dalla relativa discussione.

6.1 Risultati delle simulazioni del sistema di propulsione idraulica

Si presentano per primi i risultati delle simulazioni svolte con il modello del sistema di propulsione idraulica, sia con la sola forza resistente all'avanzamento, che con il carico aggiuntivo (vedi cap.4).

6.1.1 Simulazione svolta senza il carico aggiuntivo

Questa simulazione può rappresentare, per esempio, il caso in cui il veicolo debba semplicemente trasportare un carico pari a quello operativo.

Dal momento che il ciclo operativo si ripete con un periodo di 30 s, è sufficiente effettuare una simulazione di 65 s, avendo imposto che il ciclo abbia inizio 5 s dopo l'avviamento del motore.

Nella figura seguente si riportano, sullo stesso grafico, il profilo di velocità imposto dal ciclo e l'andamento della velocità effettiva della macchina operatrice.

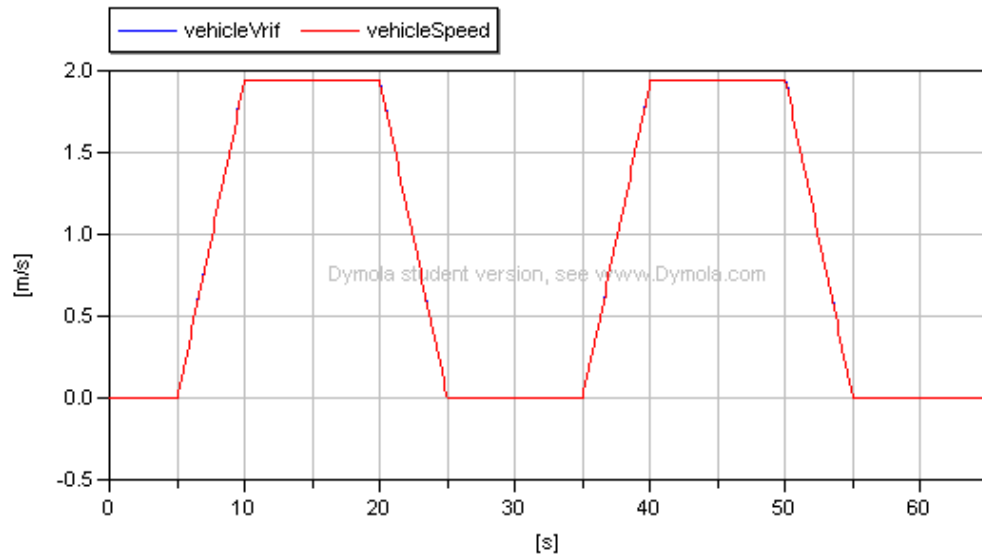


Figura 6. 1 Andamento delle velocità imposta ed effettiva

Come si può vedere, il veicolo insegue il profilo di velocità imposto con un errore del tutto accettabile.

La fig.6.2 mostra la potenza meccanica necessaria all'avanzamento del veicolo.

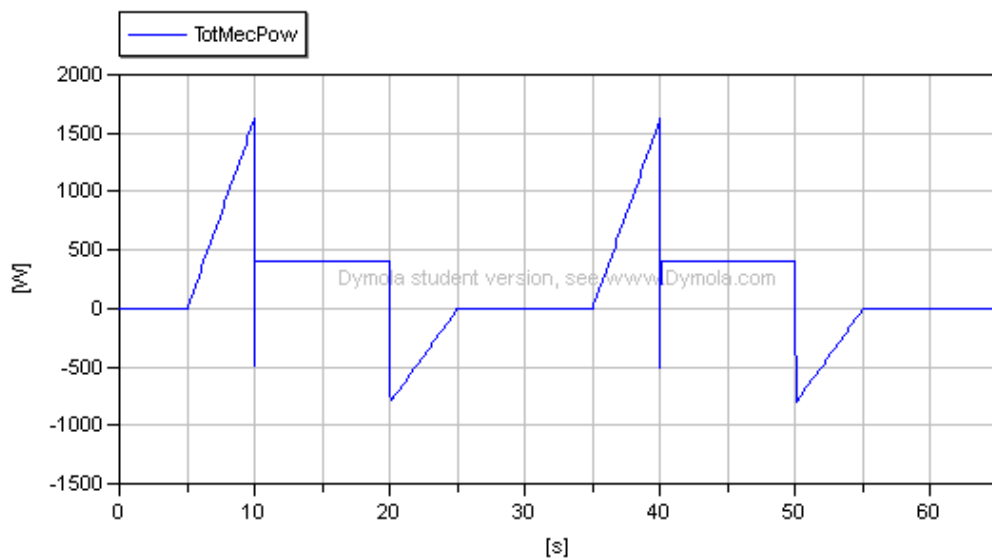


Figura 6. 2 Andamento della potenza propulsiva

La potenza totale richiesta al sistema propulsivo, come si può vedere, è piuttosto bassa. Come già sottolineato, infatti, questo primo ciclo di lavoro non rappresenta un carico importante per il veicolo.

Dal momento che le due trasmissioni idrauliche sono identiche, nel seguito si vanno ad analizzare gli andamenti delle grandezze significative relative ai componenti di una soltanto di esse.

Nella fig.6.3 si riporta l'andamento della potenza idraulica in ingresso al motore e di quella meccanica in uscita.

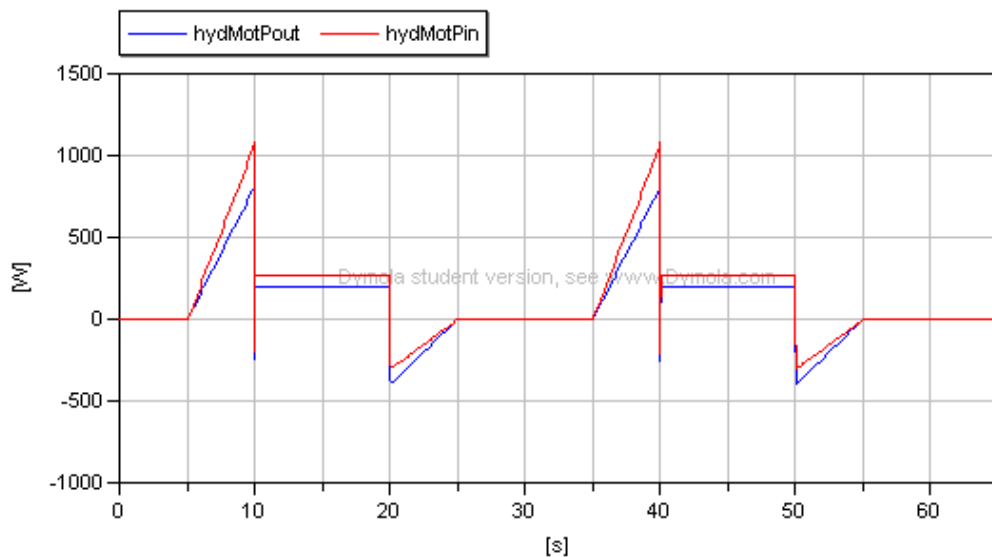


Figura 6. 3 Andamento delle potenze idraulica e meccanica del motore idraulico

Come risulta dai grafici, il motore ha una buona efficienza. Se si considera per esempio l'istante di fine accelerazione del veicolo nel secondo ciclo ($t=40$ s) essa risulta pari al 75,5%, mentre quando il veicolo avanza a velocità costante ($t=45$ s) è di circa il 75,8%.

Relativamente alla pompa idraulica principale si riportano gli andamenti della potenza meccanica in ingresso ad essa, della potenza idraulica erogata e della potenza meccanica necessaria per l'azionamento della pompa di carico. Quest'ultima infatti è tenuta in rotazione dalla pompa principale, pertanto la quota della potenza meccanica in ingresso utilizzata a tale scopo non concorre all'erogazione della potenza idraulica da parte della pompa principale.

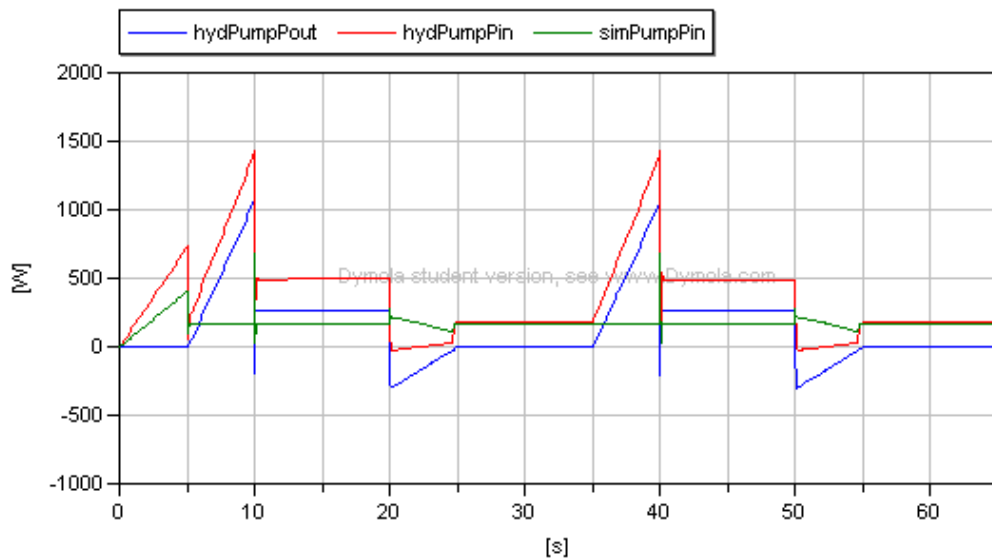


Figura 6. 4 Andamento delle potenze relative alla pompa principale

Considerando, come fatto precedentemente, l'istante di fine accelerazione del veicolo nel secondo ciclo ($t=40s$) ed uno corrispondente all'avanzamento dello stesso a velocità costante ($t=45s$), l'efficienza della pompa principale risulta pari, rispettivamente, all'85,4% e all'81%.

La pompa di carico assorbe una potenza meccanica pari all'11,3%, a fine accelerazione, e al 32,9%, a velocità costante, di quella totale in ingresso alla trasmissione.

Poiché la pompa principale ha una cilindrata variabile, nella figura seguente si riporta l'andamento del segnale di cilindrata relativa della pompa, imposto dall'operatore, durante il ciclo di lavoro.

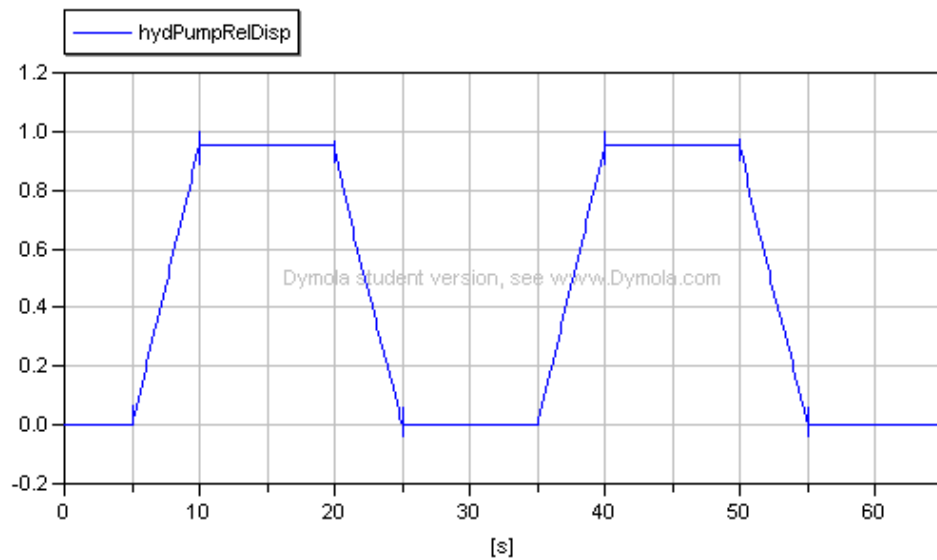


Figura 6. 5 Andamento della cilindrata relativa della pompa

E' evidente come l'andamento di questo segnale sia del tutto analogo a quello del ciclo di riferimento, essendo la variabile utilizzata dall'operatore per far inseguire tale ciclo al veicolo.

Nella fig.6.6 si riporta l'andamento delle potenze assorbita ed erogata dalla trasmissione idraulica.

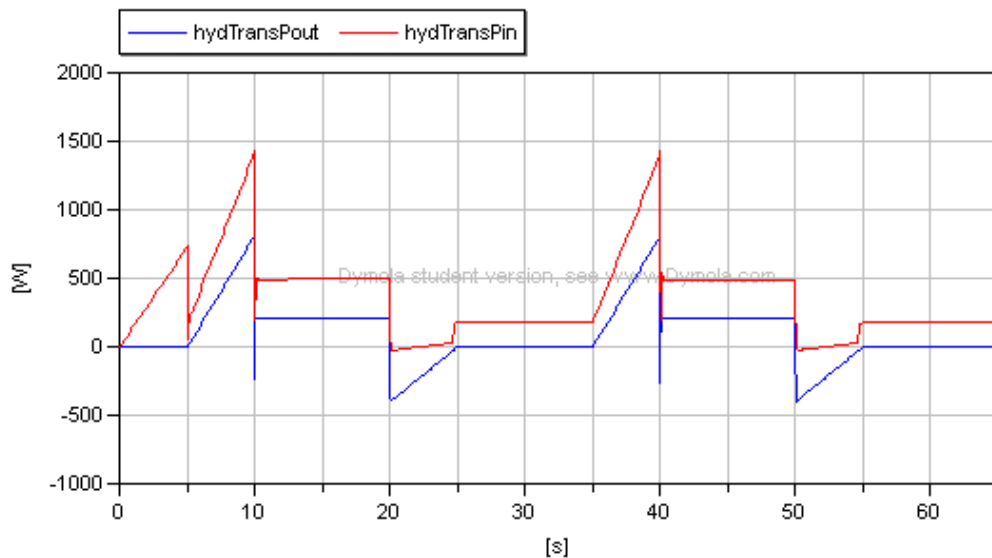


Figura 6. 6 Andamento delle potenze assorbita ed erogata dalla trasmissione idraulica

La potenza in uscita è semplicemente la metà di quella necessaria all'avanzamento del veicolo, mentre quella in ingresso è ovviamente la metà della

potenza erogata dal MCI. La trasmissione nel suo completo ha un'efficienza del 57,2% a fine accelerazione e del 41,2% a velocità costante.

La potenza erogata dal MCI è riportata nella fig.6.7:

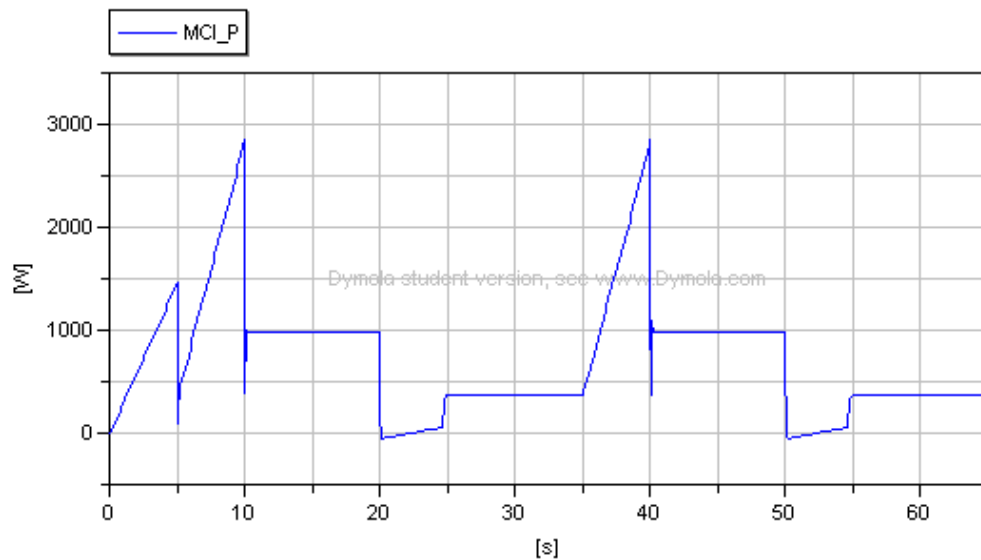


Figura 6. 7 Andamento della potenza erogata dal MCI

Il picco che si verifica nei primi secondi è dovuto all'accelerazione iniziale necessaria a portare il motore alla velocità imposta.

Come risulta dal grafico, la potenza richiesta al MCI è nettamente inferiore a quella nominale, pari a 15 kW. Questo dipende dal fatto che esso deve essere dimensionato per le condizioni di lavoro più gravose, che si verificano quando la macchina operatrice deve effettuare operazioni di scavatura, come si vedrà più avanti.

I consumi di veicoli come quello considerato, come già detto precedentemente, si misurano in litri orari. Nella fig.6.8 si riporta il consumo di combustibile in litri.

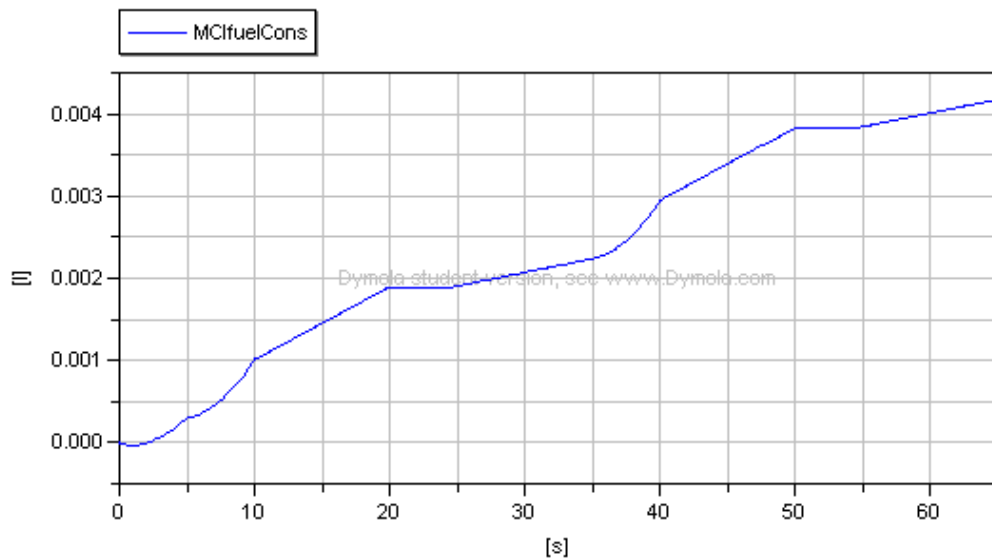


Figura 6. 8 Consumo di combustibile in litri

Dal momento che il ciclo di lavoro imposto ha un periodo di 30 s, calcolando il consumo di combustibile in un ciclo, si ottiene il consumo orario semplicemente considerando che tale ciclo si ripete 120 volte in un'ora.

Il consumo così ottenuto risulta di circa 0,23 l/h.

I valori riportati dalla ditta risultano superiori, ma essi sono relativi alla potenza massima del motore. Inoltre è doveroso ricordare che i dati forniti relativamente al MCI non sono esaustivi, quindi la modellazione che ne è stata fatta non corrisponde completamente al motore reale.

La pressione massima raggiunta nel circuito idraulico corrisponde a quella misurata all'uscita della pompa principale (fig.6.9).

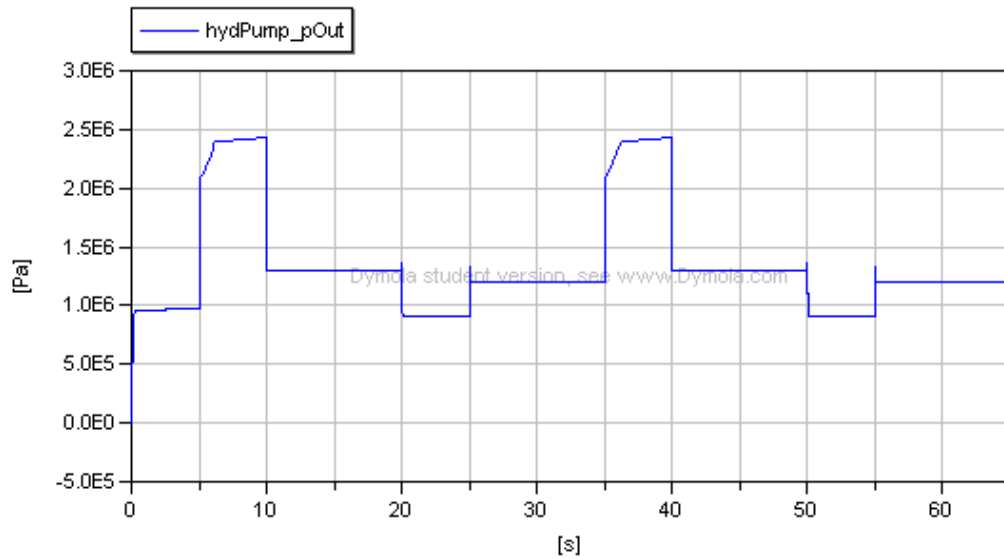


Figura 6. 9 Andamento della pressione massima raggiunta nel circuito idraulico

Essendo la pressione massima ammissibile dal circuito pari a circa 17 MPa, durante il funzionamento si rimane sempre al di sotto di questo valore.

6.1.2 Simulazione svolta con la forza di sovraccarico

Per simulare condizioni di lavoro più gravose, che si verificano per esempio quando la macchina operatrice deve effettuare operazioni di scavatura, è stata eseguita una simulazione aggiungendo, oltre alla forza resistente all'avanzamento, una forza costante pari a 3500 N. Questo valore è stato scelto in modo tale che il MCI eroghi, in accelerazione, l'80% della sua potenza massima.

Come si vede dalla figura seguente il veicolo riesce ancora ad inseguire il profilo di velocità imposto con un errore trascurabile.

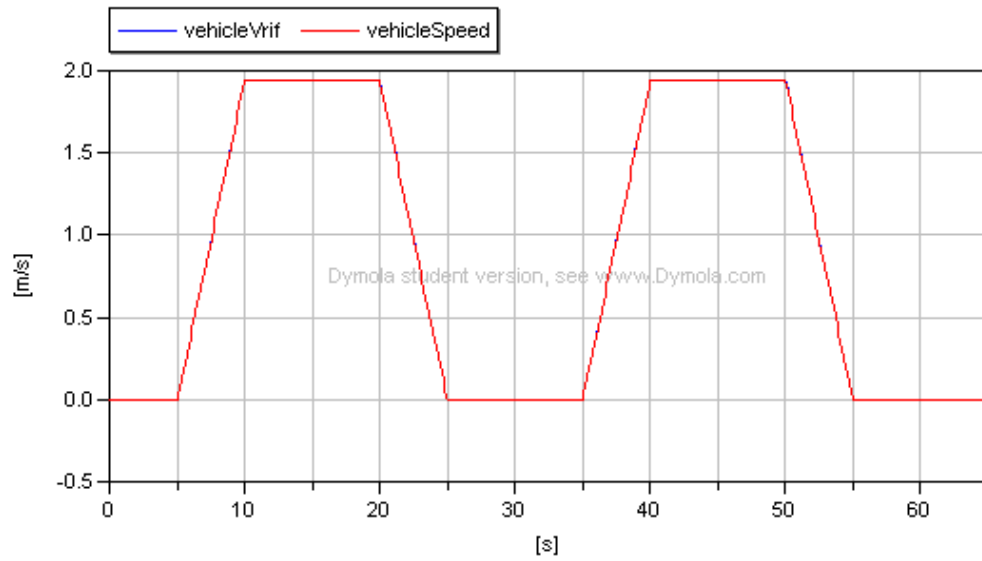


Figura 6. 10 Andamento delle velocità imposta ed effettiva con il sovraccarico

La potenza meccanica necessaria risulta, ovviamente, molto maggiore che nel caso di semplice avanzamento (fig.6.11).

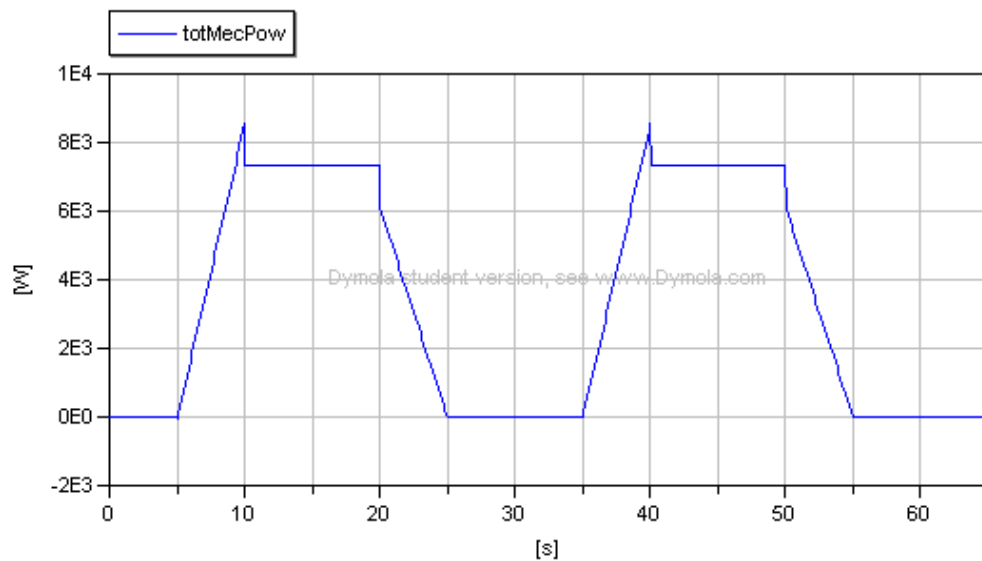


Figura 6. 11 Andamento della potenza meccanica necessaria con il sovraccarico

Nella figura seguente si riportano gli andamenti delle potenze assorbita ed erogata dal motore idraulico.

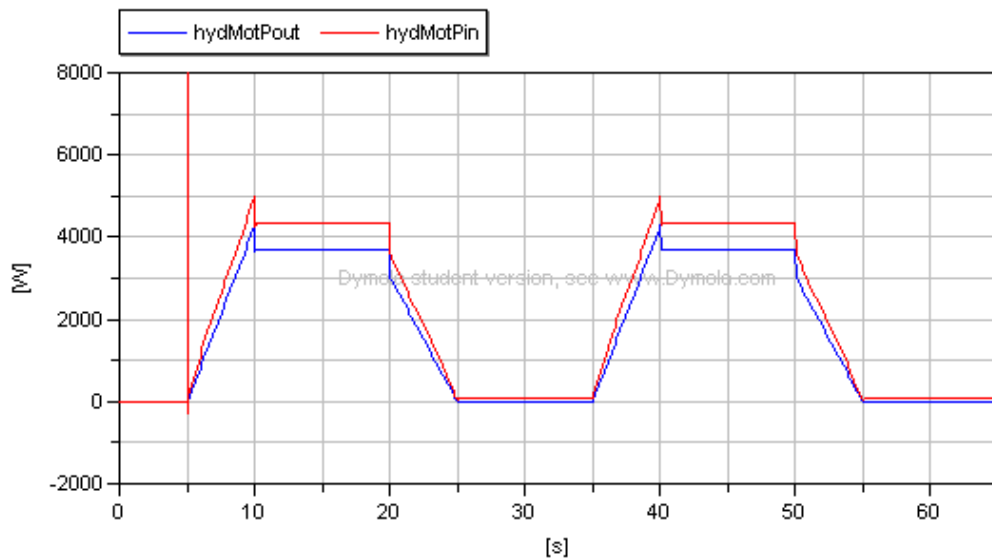


Figura 6. 12 Andamento delle potenze relative al motore idraulico con il sovraccarico

E' evidente la differenza di comportamento rispetto al caso precedente.

La discontinuità iniziale è legata ad un picco di pressione che si verifica all'uscita della pompa principale nei primissimi istanti di accelerazione.

Considerando i medesimi istanti di tempo di riferimento, l'efficienza del motore idraulico risulta dell'85,6% circa a fine accelerazione e dell'84,9% circa a velocità costante.

Per quanto riguarda la pompa principale (fig.6.13) l'efficienza risulta dell'85,7% a fine accelerazione e dell'85,8% a velocità costante.

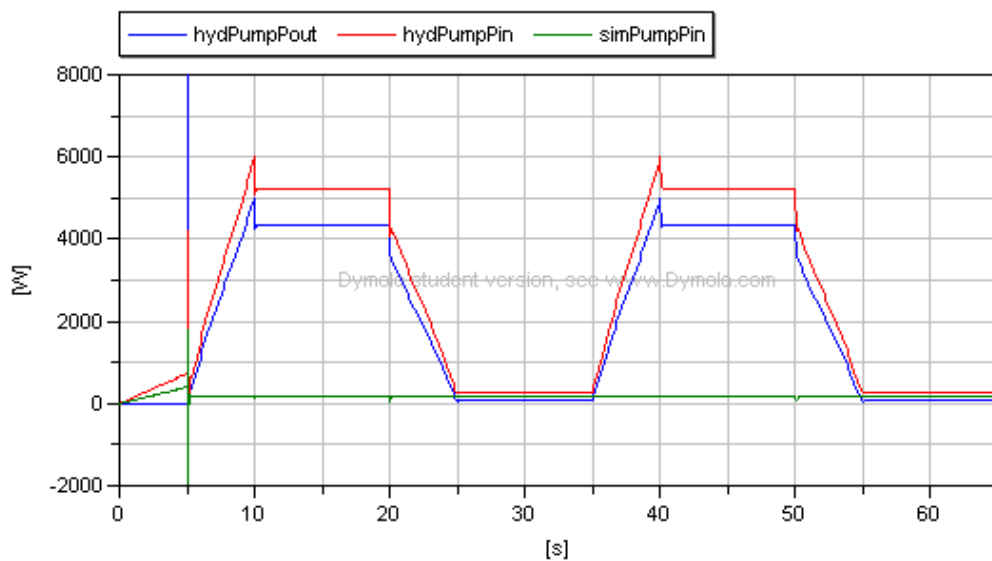


Figura 6. 13 Andamento delle potenze assorbita ed erogata dalla pompa principale con il sovraccarico

La potenza assorbita dalla pompa di carico, rispetto a quella totale in ingresso alla trasmissione, risulta invece del 2,7% a fine accelerazione e del 3,1% a velocità costante.

La fig.6.14 mostra l'andamento del segnale di cilindrata relativa della pompa, imposto dall'operatore, durante il ciclo di lavoro.

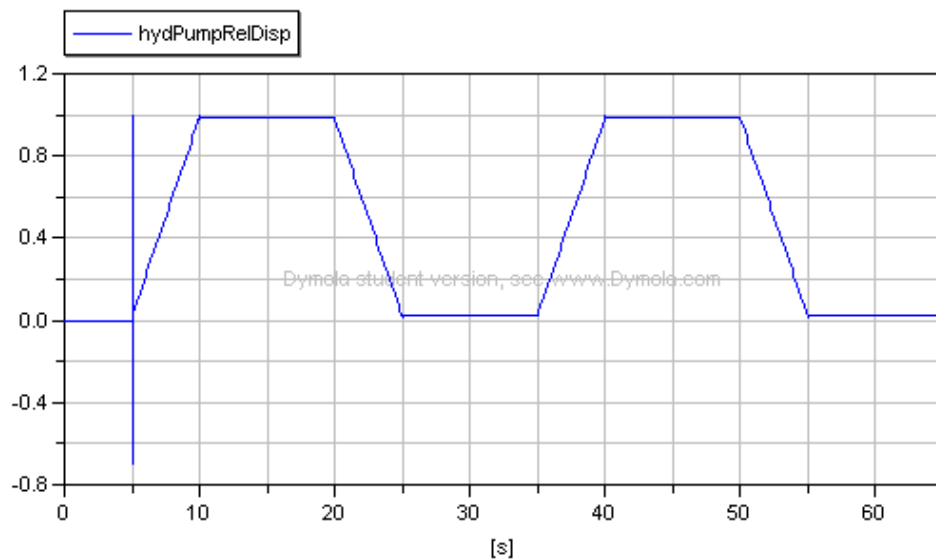


Figura 6. 14 Andamento della cilindrata relativa della pompa con il sovraccarico

L'efficienza complessiva della trasmissione idraulica (fig.6.15) risulta del 71,4% a fine accelerazione e del 70,6% a velocità costante, quindi sensibilmente maggiore che nel ciclo a basso carico.

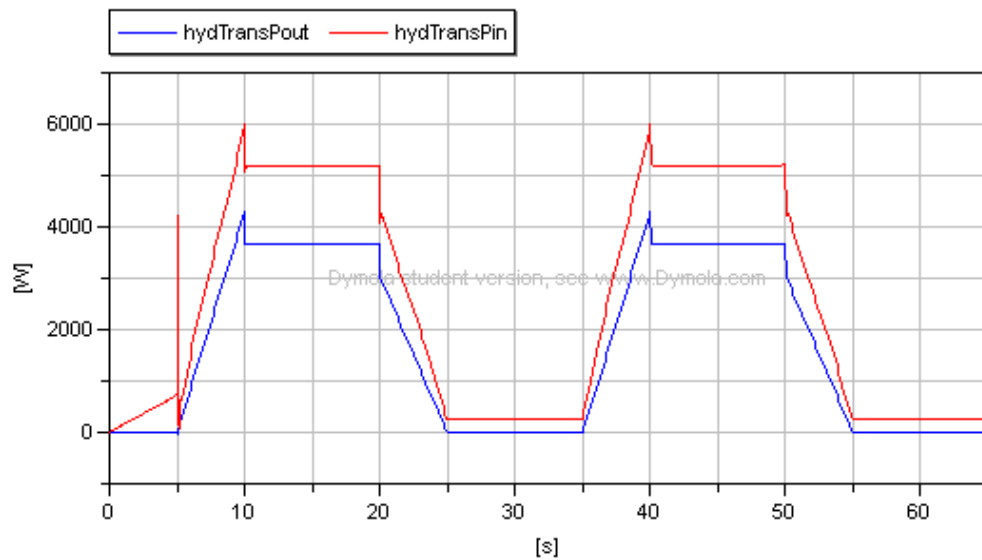


Figura 6. 15 Andamento delle potenze assorbita ed erogata dalla trasmissione idraulica con il sovraccarico

Ciò è dovuto al funzionamento in punti a maggiore efficienza sia della pompa principale che, soprattutto, del motore idraulico, nonché ad una minor quota di potenza assorbita dalla pompa di carico.

Per quanto riguarda il MCI, la potenza erogata raggiunge, a fine accelerazione, circa l'80% della potenza massima, in accordo con quanto detto relativamente alla scelta della forza di sovraccarico.

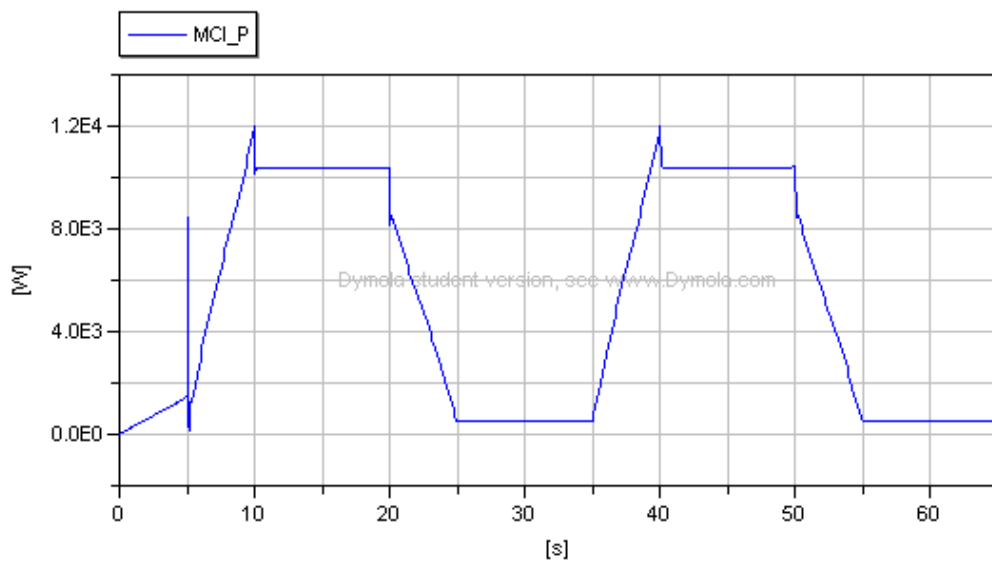


Figura 6. 16 Andamento della potenza erogata dal MCI con il sovraccarico

Anche il consumo di combustibile (fig.6.17) risulta, ovviamente, maggiore che nel ciclo a basso carico.

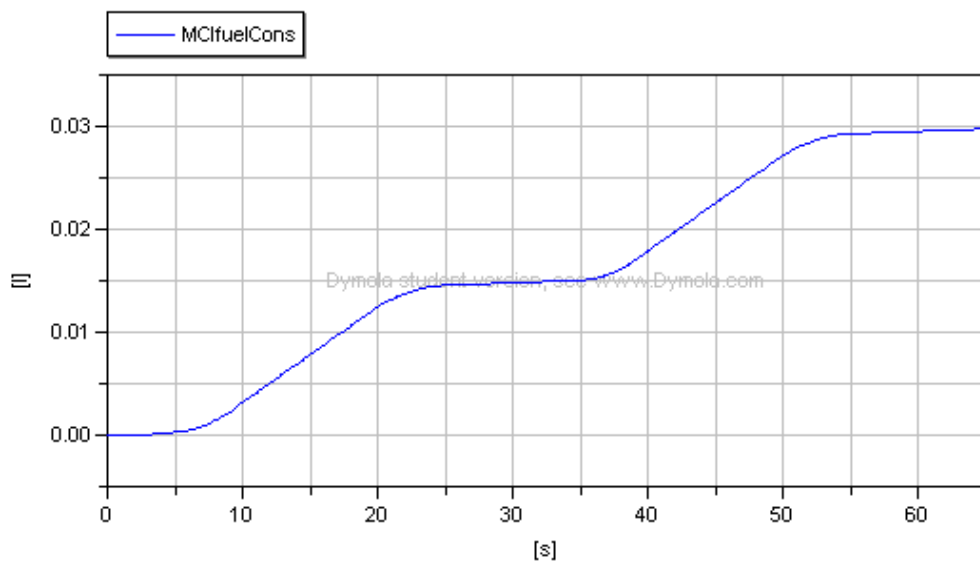


Figura 6. 17 Consumo di combustibile in litri con il sovraccarico

Il consumo totale, calcolato come in precedenza, è di 1,77 l/h.

La pressione massima raggiunta nel circuito (fig.6.18), tranne l'istantaneo picco iniziale, rimane ancora inferiore al valore limite.

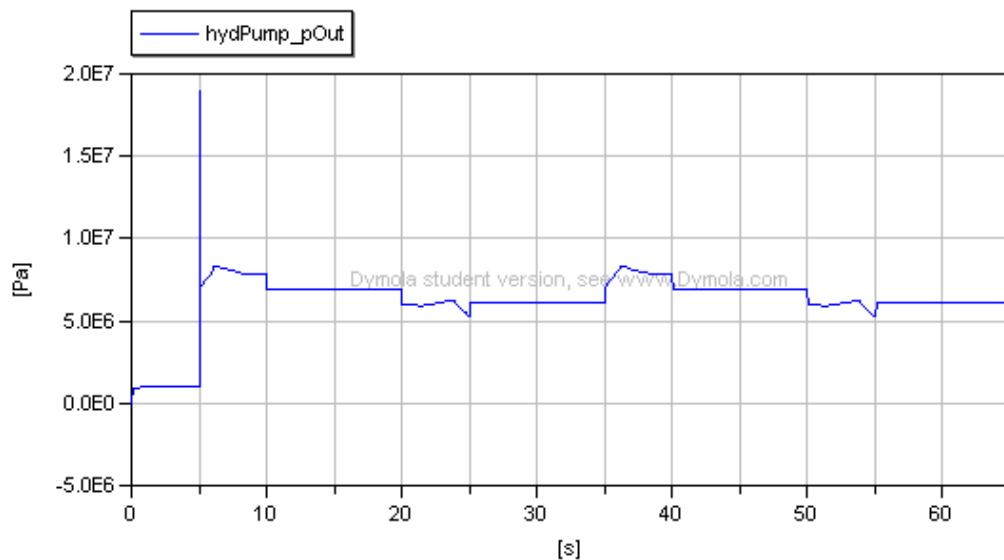


Figura 6. 18 Andamento della pressione massima raggiunta nel circuito idraulico con il sovraccarico

6.2 Risultati delle simulazioni del sistema di propulsione ibrida

Si riportano di seguito i risultati delle simulazioni svolte con il modello del sistema di propulsione ibrida. Anche in questo caso ne sono state effettuate due: una con la sola forza resistente all'avanzamento e una con la forza di sovraccarico. Il ciclo di riferimento rimane quello imposto in precedenza.

Per analizzare il comportamento del veicolo ibrido la durata della simulazione è stata portata a 1800 s, quando l'andamento dello stato di carica della batteria si stabilizza.

Tuttavia per molte grandezze si riportano soltanto degli intervalli limitati dei relativi andamenti, quando ciò sia sufficiente per effettuarne una valutazione.

6.2.1 Simulazione svolta senza il carico aggiuntivo

Dalla figura seguente si può vedere che il veicolo riesce ad inseguire il profilo di velocità imposto con un errore molto piccolo.

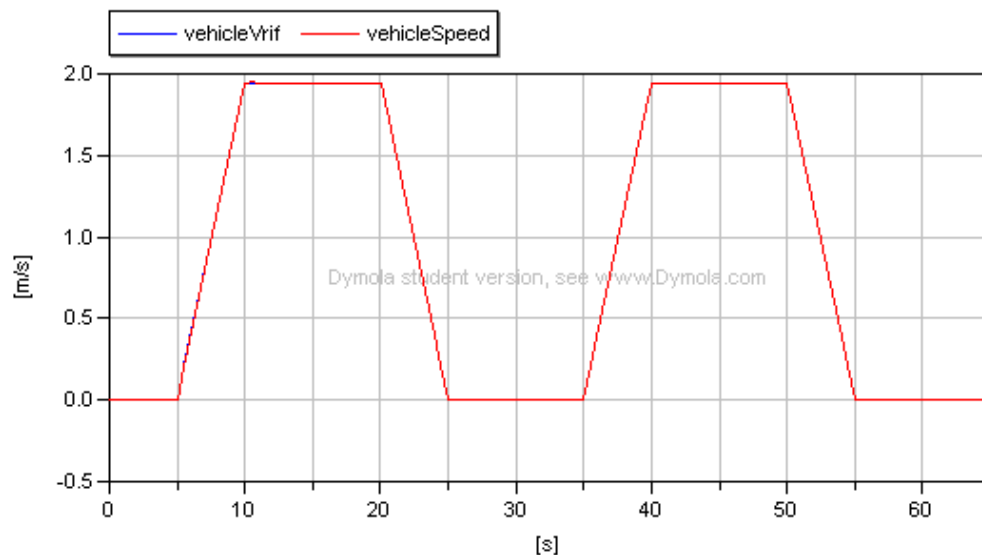


Figura 6. 19 Andamento delle velocità imposta ed effettiva del veicolo

La potenza meccanica richiesta agli azionamenti propulsivi (fig.6.20) risulta, ovviamente, uguale a quella misurata nel caso di propulsione idraulica, avendo mantenuto la stessa massa del veicolo.

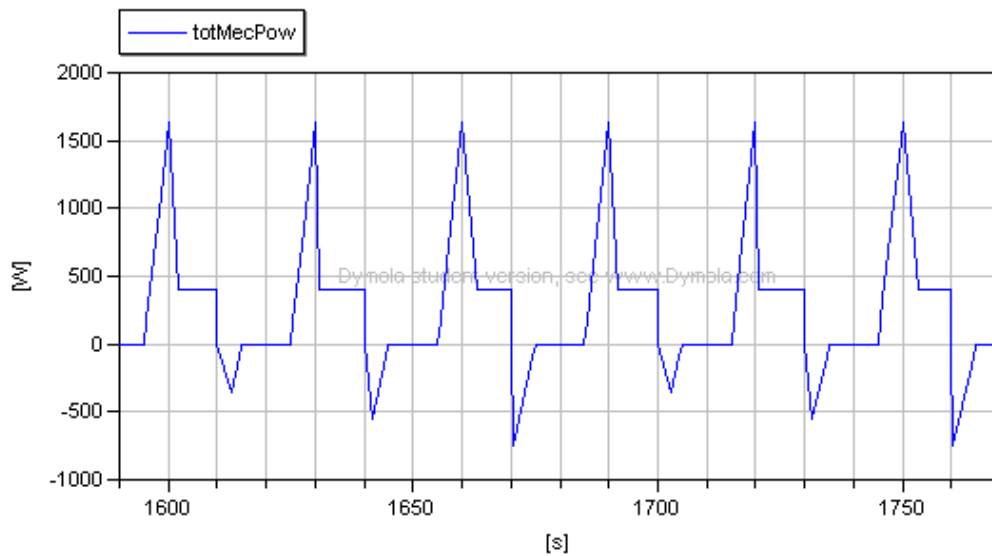


Figura 6. 20 Particolare dell'andamento della potenza propulsiva

Dal momento che i due azionamenti propulsivi sono identici, si vanno ad analizzare, come nel caso delle trasmissioni idrauliche, gli andamenti delle grandezze significative relative ai componenti di uno soltanto di essi.

La figura seguente mostra un particolare degli andamenti di potenza utile, potenza generata dal convertitore primario e potenza della batteria.

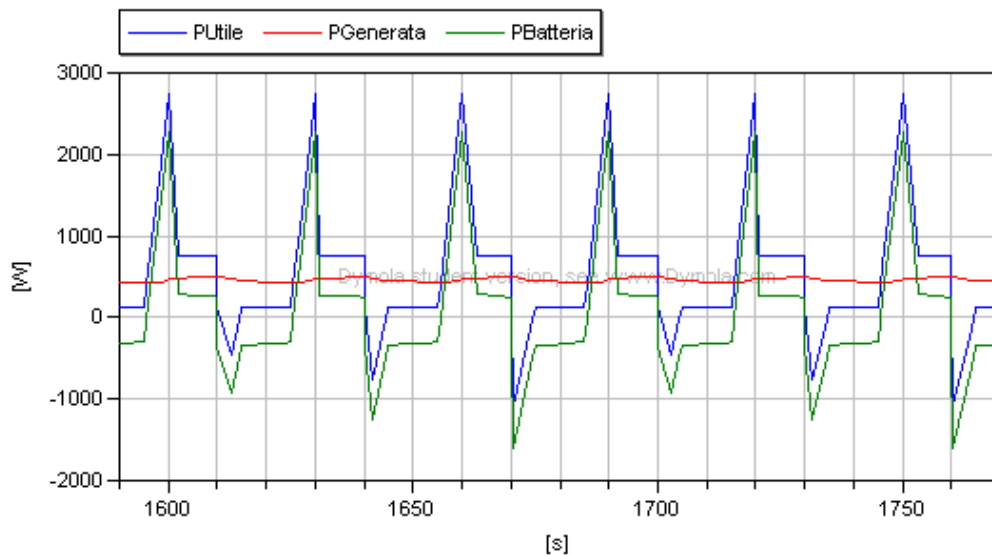


Figura 6. 21 Particolare dell'andamento di potenza utile, potenza generata e potenza batteria

Risulta evidente l'effetto della gestione del convertitore primario con la logica del filtro di potenza: infatti la potenza utile, che in questo caso coincide con la potenza propulsiva, è fornita in parte dal convertitore primario e in parte dalla

batteria. In particolare la batteria fornisce i picchi di potenza, mentre il convertitore primario eroga una potenza che varia poco e molto lentamente rispetto a quella utile.

In particolare si nota quanto sia basso il valore della potenza richiesta al convertitore primario, che risulta inferiore al kW.

Nelle figure seguenti si possono vedere gli andamenti della potenza erogata dal MCI e della sua velocità di rotazione.

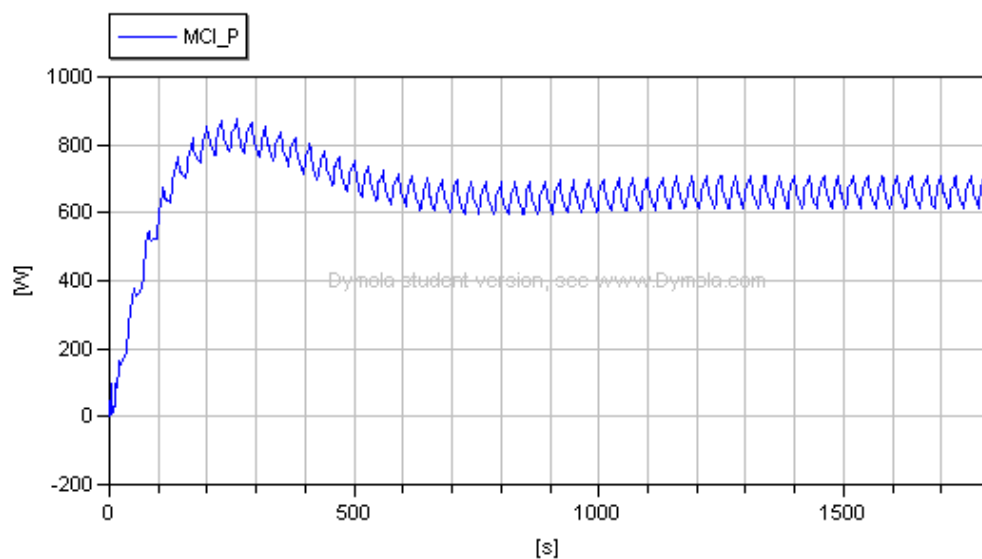


Figura 6. 22 Andamento della potenza erogata dal MCI

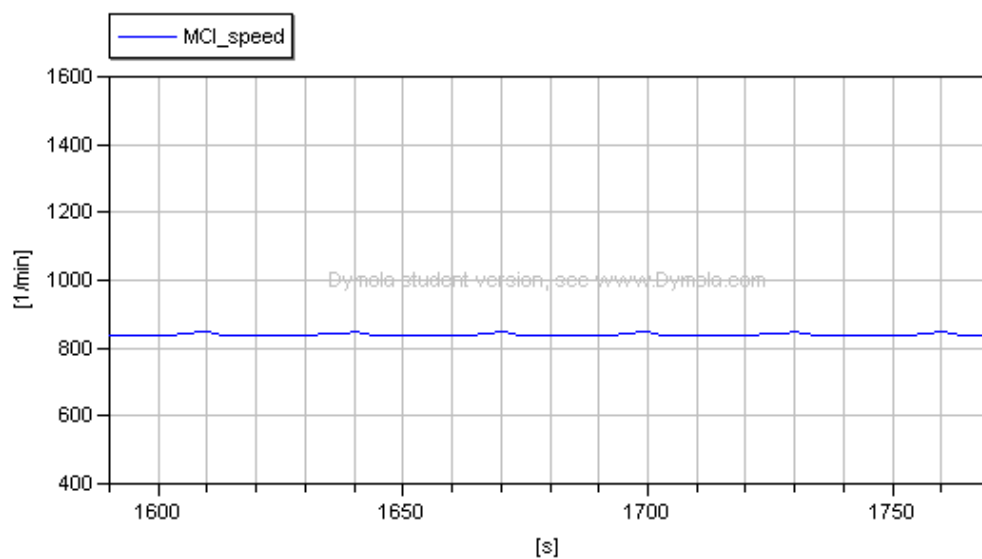


Figura 6. 23 Particolare dell'andamento della velocità di rotazione del MCI

La fig.6.25 mostra l'andamento dello stato di carica della batteria durante l'intera durata della simulazione. Si può vedere che l'oscillazione iniziale si smorza e che il SOC si stabilizza intorno al valore imposto di 0,6. Nella figura successiva è riportato un particolare dell'andamento del SOC quando ormai si è stabilizzato.

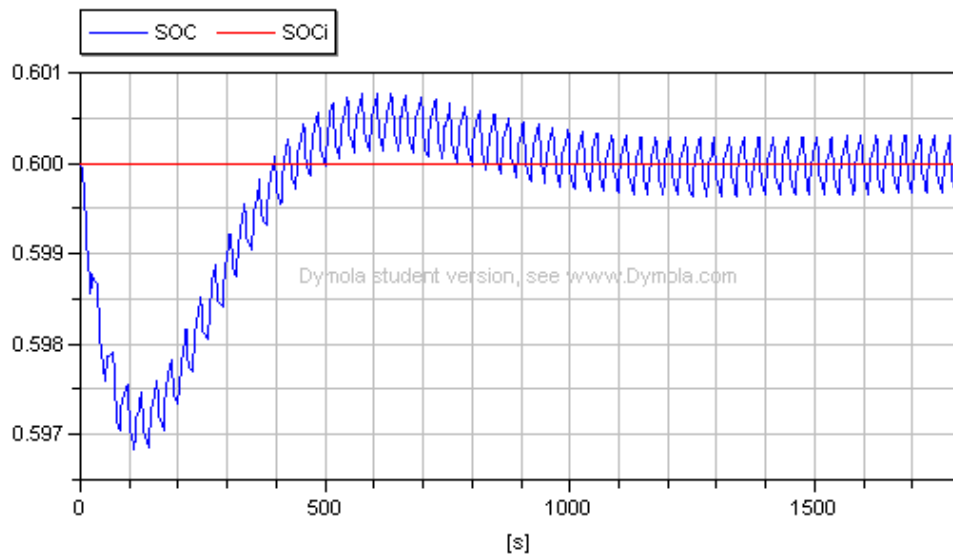


Figura 6. 24 Andamento dello stato di carica della batteria

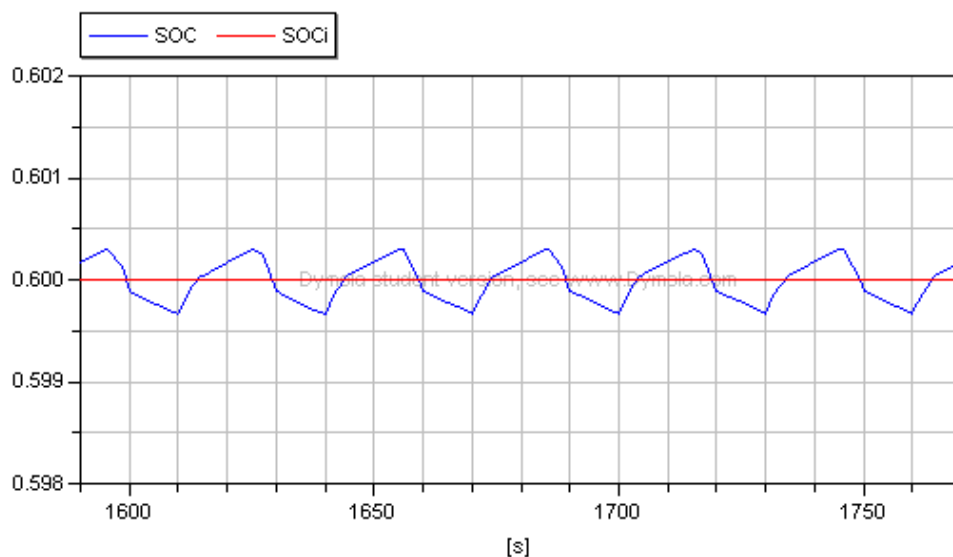


Figura 6. 25 Particolare dell'andamento dello stato di carica della batteria

La figura seguente riporta un particolare dell'andamento delle potenze ai capi dell'azionamento propulsivo.

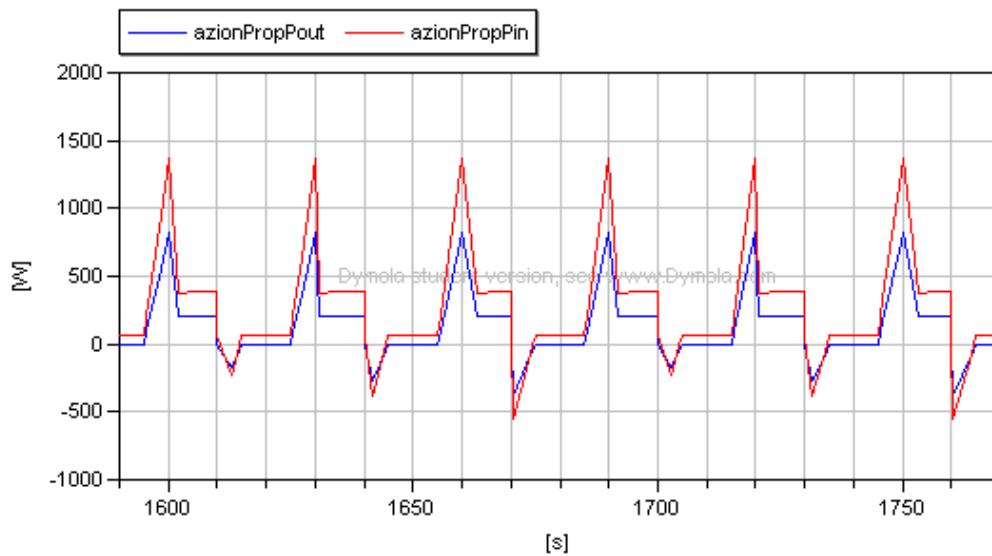


Figura 6. 26 Particolare dell'andamento delle potenze ai capi dell'azionamento propulsivo

L'efficienza dell'azionamento, in un istante di fine accelerazione, è del 59,6%, mentre a velocità costante è pari circa al 53,4%, valori paragonabili a quelli della trasmissione idraulica. La differenza sostanziale consiste nel recupero dell'energia durante le frenature, energia che contribuisce parzialmente a ricaricare la batteria. Il consumo totale di combustibile (fig.6.27) è calcolabile semplicemente raddoppiando il valore ottenuto dalla simulazione.

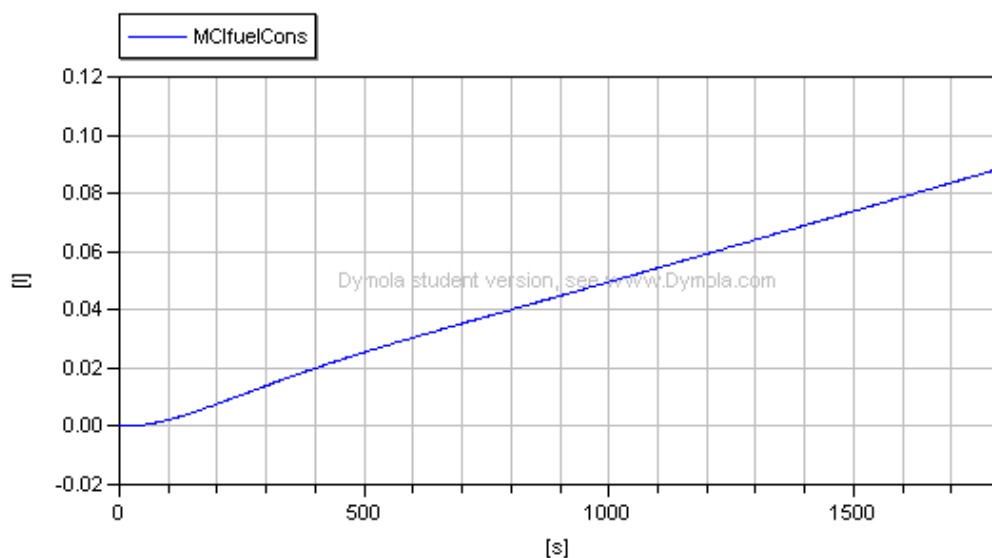


Figura 6. 27 Consumo di combustibile in litri

Esso è pari a 0,18 l/h. Rispetto al veicolo tradizionale, quindi, si ottiene un risparmio di combustibile del 22% circa.

6.2.1 Simulazione svolta con la forza di sovraccarico

In analogia a quanto fatto per il veicolo tradizionale, è stata eseguita una simulazione aggiungendo, oltre alla forza resistente all'avanzamento, una forza costante pari a 3500 N.

Come si vede dalla figura seguente il veicolo riesce ancora ad inseguire il profilo di velocità imposto con un errore trascurabile.

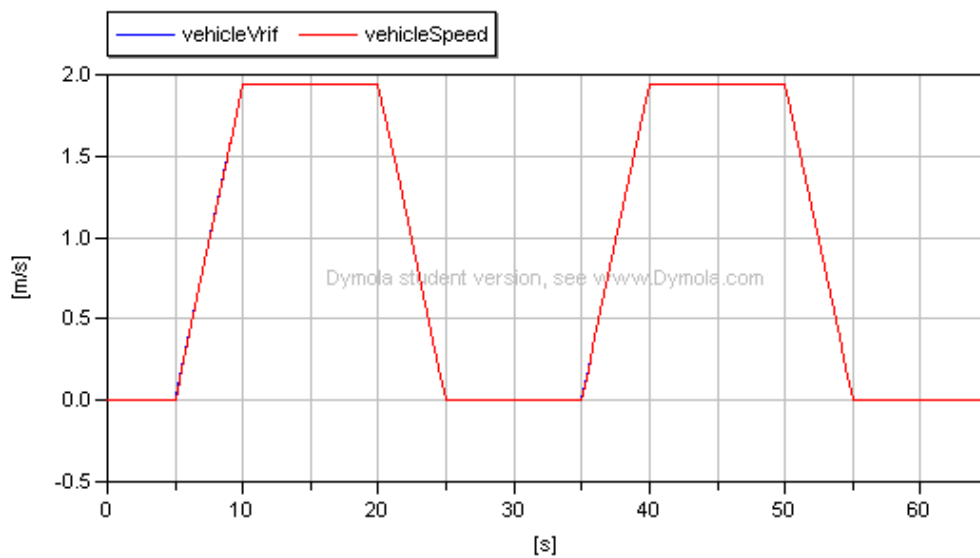


Figura 6. 28 Andamento delle velocità imposta ed effettiva con il sovraccarico

La fig.6.29 mostra la potenza meccanica totale richiesta agli azionamenti propulsivi.

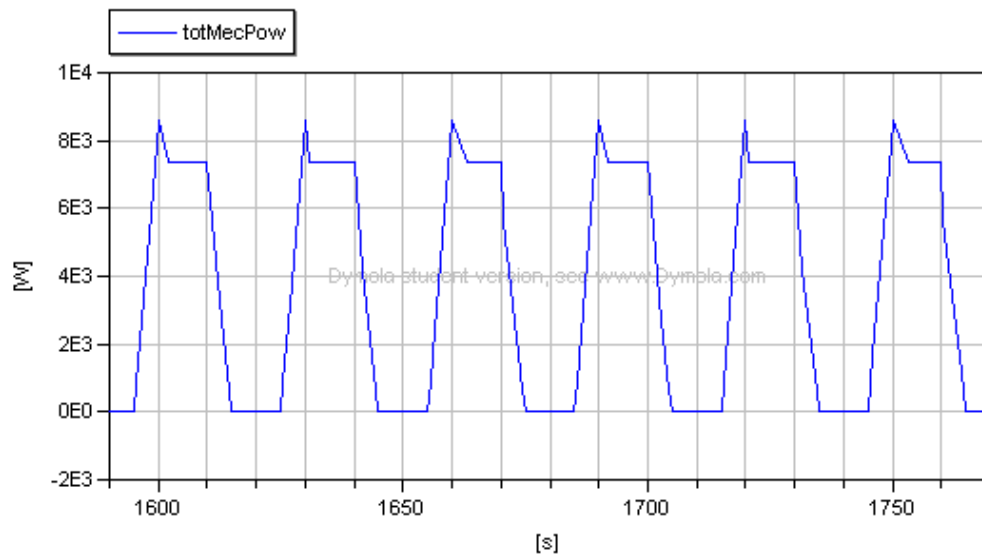


Figura 6. 29 Particolare dell'andamento della potenza propulsiva con il sovraccarico

La figura seguente mostra un particolare degli andamenti di potenza utile, potenza generata dal convertitore primario e potenza della batteria.

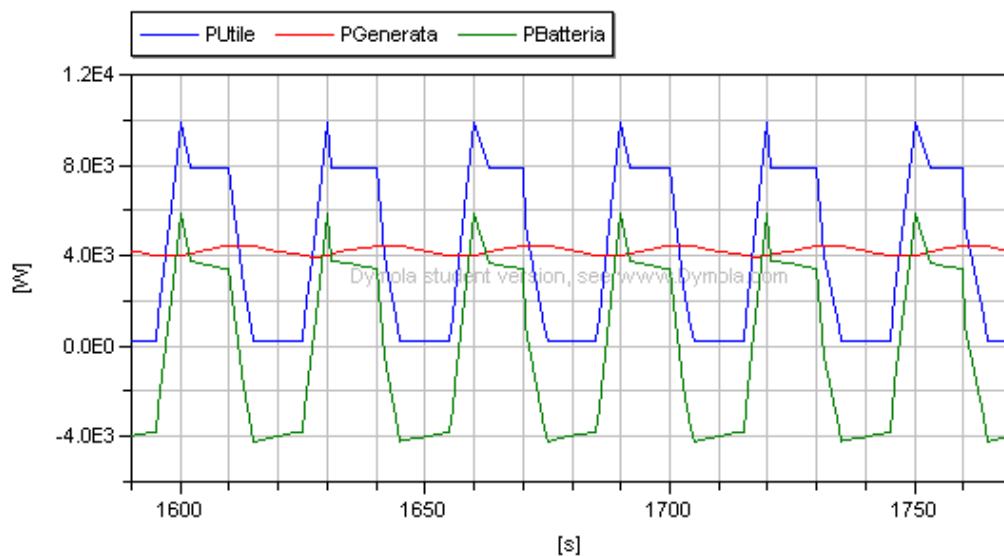


Figura 6. 30 Particolare dell'andamento di potenza utile, potenza generata e potenza batteria con il sovraccarico

Anche in questo caso la potenza generata dal convertitore primario ha un andamento che varia poco e molto lentamente rispetto a quella utile. Tuttavia la ricarica dell'accumulo elettrochimico è ora completamente a carico del convertitore primario. Infatti il carico è tale che il veicolo frena per inerzia, rendendo sostanzialmente nulla la frenatura a recupero.

La potenza erogata dal MCI (fig.6.31) risulta quindi molto maggiore, così come la sua velocità di rotazione (fig.6.32).

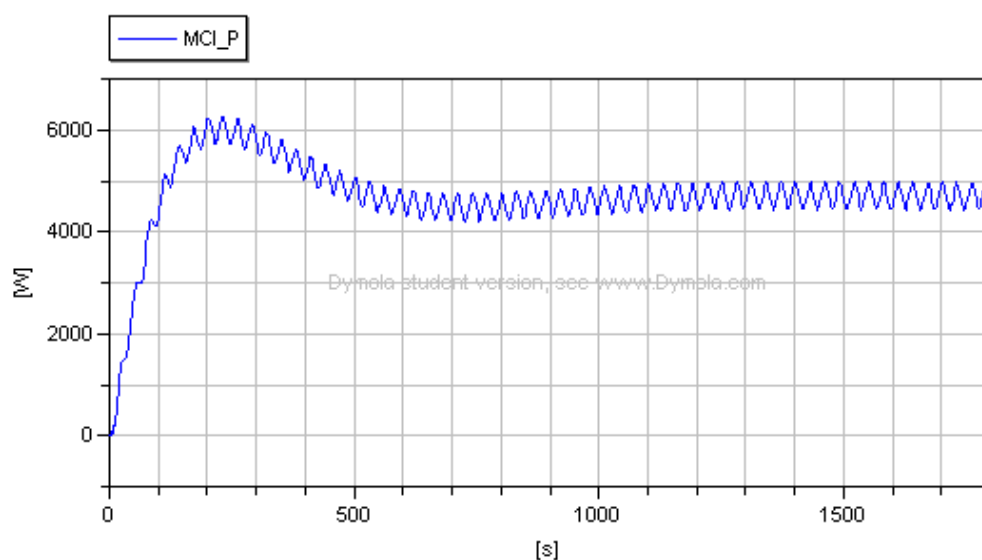


Figura 6. 31 Andamento della potenza erogata dal MCI con il sovraccarico

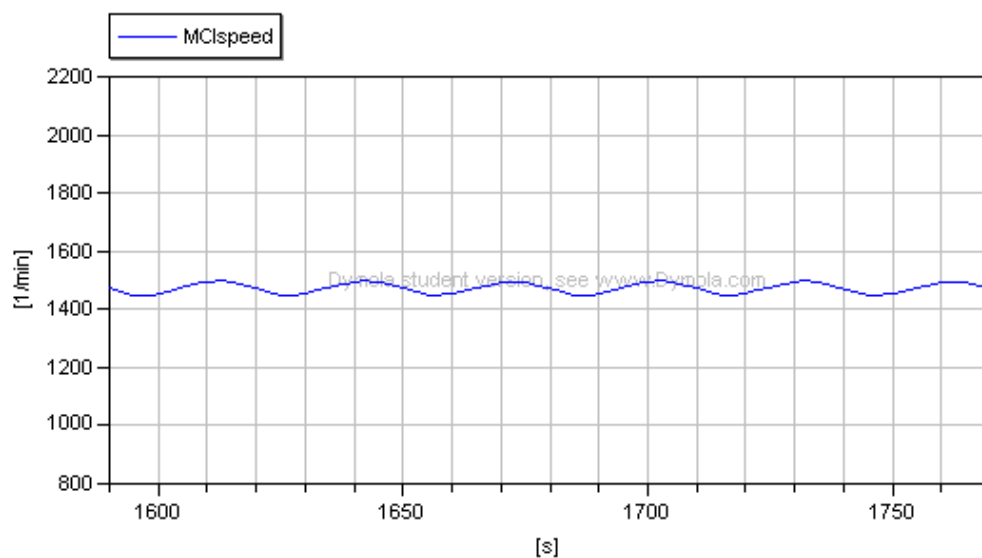


Figura 6. 32 Particolare dell'andamento della velocità di rotazione del MCI con il sovraccarico

L'andamento dello stato di carica della batteria (fig.6.33) è analogo al caso precedente, ma le oscillazioni attorno al valore imposto risultano maggiori, come si può vedere dal particolare di fig.6.34, riportato sulla stessa scala di fig.6.25.

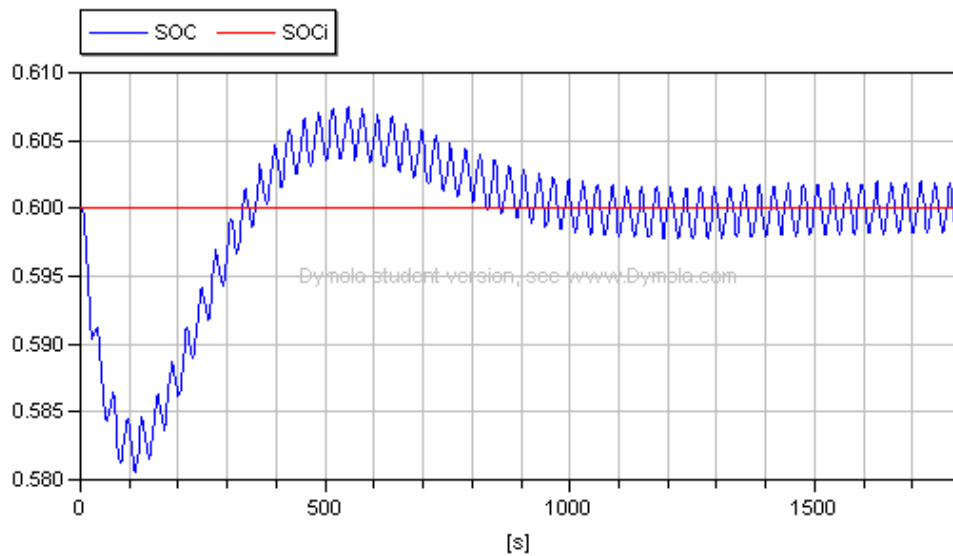


Figura 6. 33 Andamento dello stato di carica della batteria con il sovraccarico

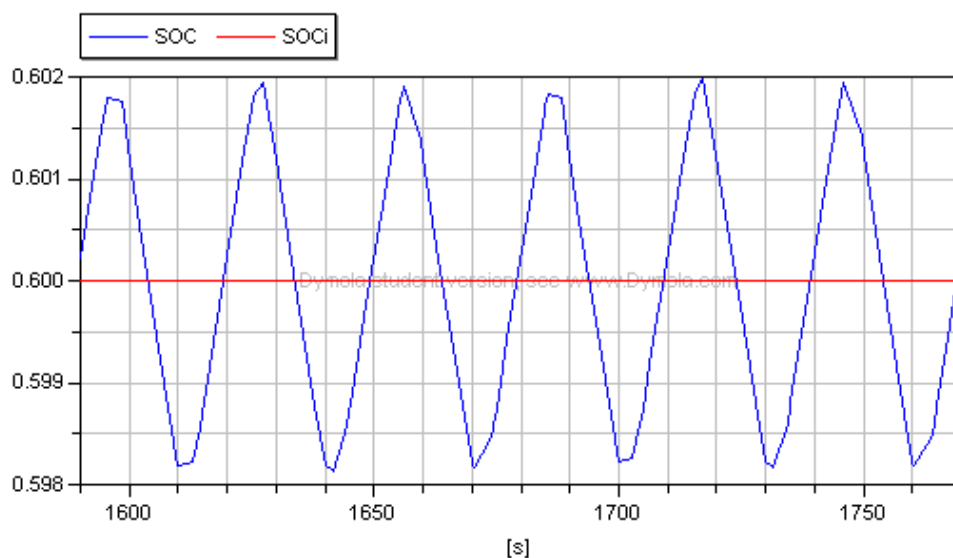


Figura 6. 34 Particolare dell'andamento dello stato di carica della batteria con il sovraccarico

L'efficienza dell'azionamento propulsivo (fig.6.35), considerando sempre come riferimento un istante di fine accelerazione ed uno in cui il veicolo avanza a velocità costante, risulta rispettivamente dell'86,7% e del 93,6%, valori molto maggiori degli analoghi nel ciclo a basso carico ma anche di quelli della trasmissione idraulica nel ciclo di sovraccarico.

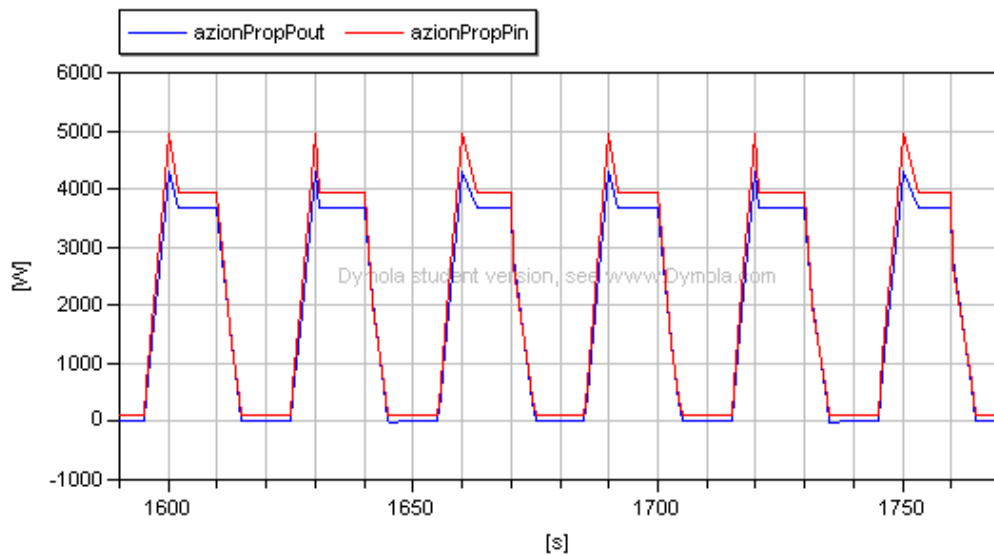


Figura 6. 35 Particolare dell'andamento delle potenze ai capi dell'azionamento propulsivo con il sovraccarico

Il consumo di combustibile (fig.6.36) risulta ora di 1,44 l/h, inferiore del 19% rispetto all'analogo del veicolo tradizionale. Questa riduzione del vantaggio del sistema ibrido è sostanzialmente legata alla già sottolineata assenza della frenatura a recupero, che comporta una maggior quota di potenza richiesta al MCI, unica fonte di ricarica per la batteria.

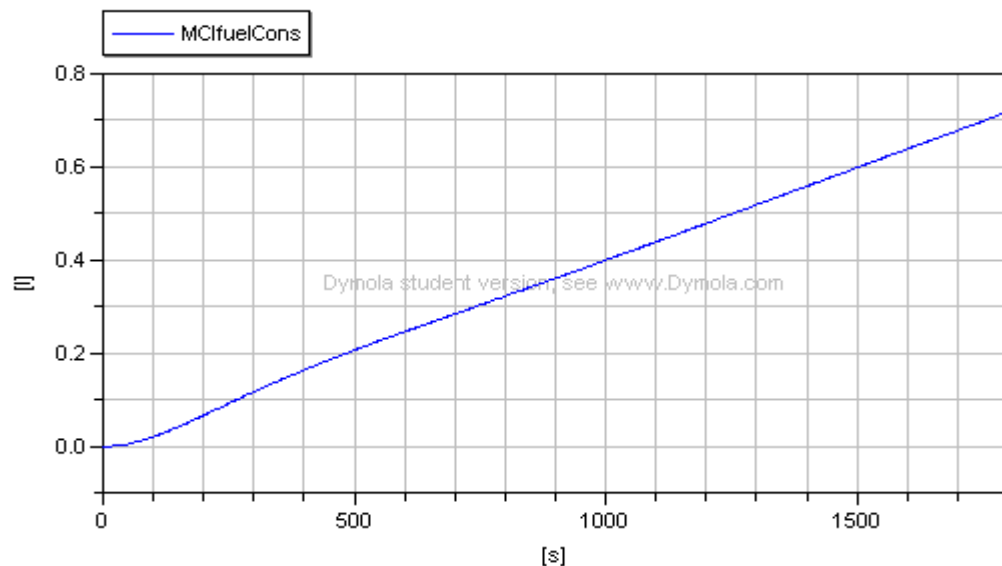


Figura 6. 36 Consumo di combustibile in litri

7. CONCLUSIONI

Il presente lavoro si è incentrato sulla realizzazione di due modelli del sistema di propulsione di una macchina operatrice, uno, già esistente, a propulsione idraulica e l'altro, innovativo, a propulsione ibrida di tipo serie. Il lavoro di modellazione si è sviluppato in due step: dapprima si è proceduto alla ricostruzione del sistema idraulico già esistente, successivamente è stato realizzato il modello del sistema ibrido serie. Dopo aver ultimato i modelli si è passati all'attività di simulazione, consistita nella ricostruzione di due diverse condizioni operative: una a basso carico, rappresentante un semplice trasporto di materiale di lavoro ed una con sovraccarico, per simulare il caso in cui la macchina operatrice debba svolgere operazioni di scavatura.

Per quanto riguarda il veicolo tradizionale, una quota significativa del lavoro è consistita nella modellazione dei due principali componenti idraulici: la pompa a cilindrata variabile e il motore a cilindrata fissa. Alla luce del lavoro svolto si può affermare che una loro ricostruzione sufficientemente accurata, a differenza di componenti di diversa tipologia fisica, necessita di una buona quantità di dati sperimentali. Si è rivelato inoltre indispensabile, almeno in una prima parte dell'attività di modellazione, l'utilizzo parallelo di un software di calcolo, nello specifico Matlab, per poter confrontare il funzionamento ottenuto con quello atteso.

Dalle simulazioni svolte risulta un comportamento sufficientemente buono dei due componenti, in entrambe le condizioni operative.

Il maggior divario tra il sistema ricostruito e quello reale consiste nel MCI, data la scarsità di dati disponibili. Tuttavia i risultati ottenuti rivelano un funzionamento non peggiore, almeno a livello di consumo di combustibile, del motore effettivamente presente sul veicolo.

Per quanto riguarda la richiesta di potenza al sistema, è da sottolineare che non sono stati presi in considerazione i carichi ausiliari. Pertanto, andando a modellare anche questi ultimi, in particolare la benna di sollevamento, si assisterebbe ad un aggravio dell'impegno richiesto al veicolo, quindi anche del consumo di combustibile.

La già nota minor linearità del sistema idraulico rispetto a quello elettrico è risultata evidente anche dalla durata stessa delle simulazioni: l'intervallo di tempo

di 65 secondi utilizzato per il sistema tradizionale richiede un impegno del calcolatore paragonabile a quello impiegato per una simulazione di 1800 secondi del sistema ibrido.

Per quanto riguarda il sistema di propulsione ibrido serie, le conclusioni che è possibile trarre sono molteplici. Innanzitutto è evidente, nonché di fondamentale importanza, il vantaggio legato al risparmio di carburante. Infatti, effettuando un confronto con il sistema propulsivo tradizionale, si ottiene una riduzione dei consumi che si attesta mediamente, considerando le due diverse condizioni operative, intorno al 20%. Questo risparmio di combustibile si traduce, ovviamente, in un risparmio economico, ma, soprattutto, comporta un abbassamento delle emissioni inquinanti allo scarico.

Un altro aspetto rilevante è la ripartizione della potenza propulsiva effettuata in base alla logica del filtro di potenza. Questa strategia di gestione energetica fa sì che il convertitore primario fornisca il valor medio della potenza necessaria, mentre la batteria ha il compito di coprirne i picchi. In questo modo si raggiunge l'obiettivo di far funzionare il MCI in zone ad alta efficienza e a velocità angolare pressoché costante o, comunque, poco variabile.

Un vantaggio legato al fatto di far erogare al motore termico solamente il valor medio della potenza, è dato dalla possibilità di effettuare il downsizing del motore stesso. Le simulazioni svolte confermano infatti che la potenza richiesta al MCI nelle condizioni di sovraccarico risulta inferiore a quella massima.

Per quanto riguarda le macchine elettriche, il loro dimensionamento può considerarsi adeguato alla potenza ad esse richiesta: infatti non vengono superati né i 10 kW per il generatore né i 5 kW per i motori di trazione. Dal momento che per le macchine elettriche si può accettare un breve funzionamento in sovraccarico, si potrebbe anche ridurre la potenza di questi componenti. Tuttavia, nel caso in cui si vadano ad aggiungere i carichi ausiliari, la potenza ad essi richiesta aumenterebbe, ed un loro downsizing potrebbe rivelarsi insufficiente alle esigenze energetiche del veicolo.

Relativamente al software utilizzato, si può affermare che esso rappresenta un valido strumento per le attività di simulazione, sia per le potenzialità di modellazione, dovute all'ampia disponibilità di componenti preesistenti nelle varie librerie nonché alla possibilità di introdurre di nuovi dall'esterno, che per la plausibilità dei risultati.

I modelli che sono stati realizzati, infine, potranno essere ulteriormente sviluppati, modificando i componenti da cui sono costituiti e aggiungendone di nuovi, così da perfezionarli tenendo in considerazione aspetti che non sono stati esaminati nel corso della presente tesi, in particolare la presenza dei carichi ausiliari e le operazioni di sterzata.

Appendice 1

Codice Matlab per il calcolo dell'efficienza meccanica del motore idraulico e della coppia di attrito

```
% etat = etav*etam
% etam = etat*(qteo + qleak)/qteo
% etat letto sulla mappa delle curve di isorendimento
% qteo = Dm*w/(2*pi)
% qleak = Gext*(2*pb+deltap)+Gint*deltap
% Hyp: Gint=6Gext
% Hyp: pb=10*10^5 Pa (considerando che nel circuito di riferimento
la pb
% del motore è quella di alimentazione della pompa)
% deltap=[15 35 75 120 155]*10^5 Pa
% w=[30 90 150 210 270]*2*pi/60 rad/s
% etat=      15      35      75      120      155
%          30 0.77  0.79  0.795  0.76  0.74
%          90 0.77  0.852 0.875  0.852 0.79
%         150 0.75  0.83  0.88   0.87  0.82
%         210 0.74  0.79  0.86   0.865 0.83
%         270 0.73  0.75  0.855  0.855 0.84

etat=[0.77 0.79 0.795 0.76 0.74;0.77 0.852 0.875 0.852 0.79;0.75
0.83 0.88 0.87 0.82;0.74 0.79 0.86 0.865 0.83;0.73 0.75 0.855
0.855 0.84];

n=[30 90 150 210 270]; % [1/min]
w=n*2*pi/60;

deltap=[15 35 75 120 155]*10^5;

Gext=9.306e-14; % [m3/(sPa)]
Gint=5.584e-13;

pb=10*10^5;

Dm=0.00033; % [m3]

global qleak qteo etam etav

for i=1:length(w)
    qteo(i)=Dm*w(i)/(2*pi);
end

for i=1:length(deltap)
    qleak(i) = Gext*(2*pb+deltap(i))+Gint*deltap(i);
end

for i=1:length(w)
```

```

        for j=1:1:length(deltap)
            etam(i,j) = etat(i,j)*(qteo(i) + qleak(j))/qteo(i);
        end
    end

    for i=1:1:length(w)
        for j=1:1:length(deltap)
            etav(i,j) = etat(i,j)/etam(i,j);
        end
    end

    % etam=Teff/Tteo=(Tteo-Tfr)/Tteo
    % Tfr=(1-etam)*Tteo
    % Tteo=Dm*deltap/(2*pi)
    % Tfr=(1-etam)*Dm*deltap/(2*pi)
    % deltap=15 bar

    global Tfr

    for i=1:1:length(w)
        Tfr(i)=(1-etam(i,1))*Dm*deltap(1)/(2*pi);
    end

    figure()
    plot(n,etam)
    grid on
    xlabel('n [1/min]'),ylabel('etam')
    legend('deltap=15bar','deltap=35bar','deltap=75bar','deltap=120bar',
        'deltap=155bar','Location','NorthEastOutside')

    figure()
    plot(n,etav)
    grid on
    xlabel('n [1/min]'),ylabel('etav')
    legend('deltap=15bar','deltap=35bar','deltap=75bar','deltap=120bar',
        'deltap=155bar','Location','NorthEastOutside')

    figure()
    plot(n,Tfr)
    grid on
    xlabel('n [1/min]'),ylabel('Tfr (15 bar) [Nm]')

```

Appendice 2

Codice Matlab per il calcolo delle curve di efficienza totale del motore idraulico nel modello fisico

```
% eta=Pm/Ph
% Pm=T*w
% T=D*deltap/(2*pi)-Tfr
% Ph=q*deltap
% q=D*w/(2*pi)+Gext*(2*pb+deltap)+Gint*deltap
% Dcom=D*(1+deltap/beta)

n=[30 90 150 210 270]; % [1/min]
w=n*2*pi/60;

Tfr=[17.6921 17.9772 19.6121 20.4245 21.2260]; % [Nm]

deltap=[15 35 75 120 155]*10^5; % [bar]

D=0.00033; % [m3]
Gext=9.306e-14; % [m3/(sPa)]
Gint=5.584e-13; % [m3/(sPa)]
pb=10*10^5; % [Pa]
beta=15000*10^5; % [Pa]

global T Pm q Ph eta Dcom

for i=1:length(w)
    for j=1:length(deltap)
        T(i,j)=D*deltap(j)/(2*pi)-Tfr(i);
    end
end

for i=1:length(w)
    for j=1:length(deltap)
        Pm(i,j)=T(i,j)*w(i);
    end
end

for i=1:length(w)
    Dcom(i)=D*(1+deltap(i)/beta);
end

for i=1:length(w)
    for j=1:length(deltap)
        q(i,j)=Dcom(j)*w(i)/(2*pi)+Gint*deltap(j)+Gext*(2*pb+deltap(j));
    end
end

for i=1:length(w)
    for j=1:length(deltap)
        Ph(i,j)=q(i,j)*deltap(j);
    end
end
```



```

        end
    end

    for i=1:1:length(w)
        for j=1:1:length(deltap)
            eta(i,j)=Pm(i,j)/Ph(i,j);
        end
    end

    figure()
    plot(n,eta)
    grid on
    xlabel('n [1/min]'),ylabel('eta')
    legend('deltap=15bar','deltap=35bar','deltap=75bar','deltap=120bar',
        '','deltap=155bar','Location','NorthEastOutside')

```

Appendice 3

Codice Matlab per il calcolo delle curve di efficienza totale della pompa idraulica nel modello fisico

```
% eta=Ph/Pm
% Pm=T*w
% T=D*deltap/(2*pi)+Tfr
% Ph=q*deltap
% q=D*w/(2*pi)-Gint*deltap-Gext*pa-Gext*(pa+deltap)
% Dcom=D*(1-deltap/beta)

n=[1200 1600 2000 2400 2800 3200]; % [1/min]
w=n*2*pi/60;

Tfr=[3.8997 3.7175 3.7537 4.0101 4.4214 4.9993]; % [Nm]

deltap=[100 150 200 250 300]*10^5; % [Pa]

D=1.78e-5; % [m3]
Gext=2e-13; % [m3/(sPa)]
Gint=8e-13; % [m3/(sPa)]
pa=10*10^5; % [Pa]
beta=15000*10^5; % [Pa]

global T Pm q Ph eta Dcom

for i=1:length(w)
    for j=1:length(deltap)
        T(i,j)=D*deltap(j)/(2*pi)+Tfr(i);
    end
end

for i=1:length(w)
    for j=1:length(deltap)
        Pm(i,j)=T(i,j)*w(i);
    end
end

for i=1:length(deltap)
    Dcom(i)=D*(1-deltap(i)/beta);
end

for i=1:length(w)
    for j=1:length(deltap)
        q(i,j)=Dcom(j)*w(i)/(2*pi)-Gint*deltap(j)-
        Gext*(2*pa+deltap(j));
    end
end

for i=1:length(w)
    for j=1:length(deltap)
        Ph(i,j)=q(i,j)*deltap(j);
    end
end
```

```

        end
    end

    for i=1:1:length(w)
        for j=1:1:length(deltap)
            eta(i,j)=Ph(i,j)/Pm(i,j);
        end
    end

    figure()
    plot(n,eta)
    grid on
    xlabel('n [1/min]'),ylabel('eta')
    legend('deltap=100bar','deltap=150bar','deltap=200bar','deltap=250bar',
'deltap=300bar','Location','NorthEastOutside')

```

Bibliografia

M. Ceraolo, *Dispense del corso di Sistemi Elettrici di Bordo*, Università di Pisa, Facoltà di Ingegneria, Dipartimento di Sistemi Elettrici e Automazione

R. Galatolo, *Dispense del corso di Impianti Aeronautici*, Università di Pisa, Facoltà di Ingegneria, Dipartimento di Ingegneria Aerospaziale

Dymola User Manual, Version 7, Dynasim AB, Sweden

Hydraulics Library Manual and Tutorial, Version 3, Modelica AB, Sweden

R. Salvatori, *Modellazione e Simulazione del Funzionamento di Autobus Elettrici e Ibridi*, Università di Pisa, Facoltà di Ingegneria

Sito web Ihimer SPA: www.ihimer.it